

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

MÁSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA APLICADA Y COMPUTACIONAL

Trabajo Fin de Máster:

“DISEÑO DE BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y
ALUMINIO PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN DE
250 CC Y OPTIMIZACIÓN DE SUSPENSIÓN ALTERNATIVA”

David Aisa Egea y Diego Armando Rojas Cajas

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 22 de Septiembre de 2014



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

MÁSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA APLICADA Y COMPUTACIONAL

Trabajo Fin de Máster:

“DISEÑO DE BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y
ALUMINIO PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN DE
250 CC Y OPTIMIZACIÓN DE SUSPENSIÓN ALTERNATIVA”

MEMORIA

David Aisa Egea y Diego Armando Rojas Cajas

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 22 de Septiembre de 2014

1.	INTRODUCCIÓN	6
1.1.	OBJETIVO DEL TRABAJO	6
1.2.	ANTECEDENTES	6
1.3.	DATOS DE PARTIDA.....	6
1.4.	COMPETICIÓN MOTOSTUDENT	7
1.4.1.	Reglamento asociado al bastidor.....	7
1.4.2.	Reglamento asociado a la suspensión delantera.....	7
2.	MATERIALES COMPUESTOS.....	8
2.1.	TIPOS DE DISPOSICIÓN DE FIBRA	8
2.1.1.	MATs.....	8
2.1.2.	Unidireccionales.....	8
2.1.3.	Multiaxial	8
2.1.4.	Bidireccionales	9
2.1.5.	Biaxial.....	9
2.1.6.	Combinación.....	10
2.1.7.	Tejidos 3D.....	10
2.2.	TIPOS DE MATERIALES DE FIBRA	10
2.2.1.	Fibra de vidrio.....	10
2.2.2.	Fibra de aramida.....	11
2.2.3.	Fibra de carbono	12
2.2.4.	Otras fibras.....	13
2.3.	ELECCIÓN DE FIBRA	14
2.4.	MATRICES	14
2.5.	TIPOS DE MATRIZ.....	15
2.5.1.	Poliéster	16
2.5.2.	Epoxi	17
2.5.3.	Vinilester.....	18
2.5.4.	Resinas fenólicas.....	19
2.5.5.	Bismaleimida BMI	19
2.5.6.	Matrices orgánicas termoplásticas	20
2.5.7.	Poliamida (Nylon)	20
2.5.8.	Polieterimida PEI.....	21
2.5.9.	Poliestersulfona PES.....	21
2.5.10.	Polifenilsulfona PPS.....	22

2.5.11. Polieter-eter-cetona PEEK	22
2.5.12. Matrices cerámicas	23
2.5.13. Matrices metálicas.....	23
2.6. ELECCIÓN DE MATRIZ	23
2.7. PRE IMPREGNADOS	23
2.8. MOLDES	25
2.8.1. Calefacción del molde	27
2.9. FABRICACIÓN	28
2.9.1. Métodos manuales	28
2.9.2. Método semiautomático	29
2.9.3. Métodos automáticos.....	33
3. BASTIDOR	38
3.1. DISEÑO CONCEPTUAL.....	38
3.2. DISEÑO DE VIGAS DE MATERIAL COMPUESTO.....	38
3.2.1. Geometría	38
3.2.2. Soportes superiores.....	51
3.3. DISEÑO DE COMPONENTES DE ALUMINIO.....	52
3.3.1. Geometría	52
3.3.2. Pipa de la dirección.....	52
3.3.3. Soportes traseros del motor.....	54
3.3.4. Soporte de los links de la suspensión trasera.....	55
3.3.5. Soporte del muelle	55
3.3.6. Soporte tensor inferior del motor	56
3.3.7. Soportes delanteros y laterales superiores del motor	58
3.4. MAQUETA 3D DE DISEÑO EN CATIA V5R21	60
3.4.1. Alternativas descartadas. Ventajas y desventajas	60
3.5. PESO DEL BASTIDOR.....	63
3.6. SISTEMA DE ANCLAJE PARA EL PEGADO ENTRE COMPONENTES DE FIBRA Y ALUMINIO	66
4. CÁLCULO DE FUERZAS	67
4.1. FUERZAS INTERNAS	67
4.1.1. Motor	67
4.1.2. Posicionamiento del motor.....	69
4.1.3. Fuerzas en los anclajes del motor y en el bastidor.....	71
4.1.3.1. Sin anclar por la parte delantera del motor (punto 3)	71

4.1.3.2.	Dimensionado anclando sólo con el anclaje trasero y el inferior	73
4.1.4.	Reacciones en apoyos del eje motor por tensión de la cadena	75
4.1.5.	Fuerza debida al tirante de unión con la pinza de freno trasera	78
4.2.	FUERZAS EXTERNAS EN LOS PUNTOS DE CONTACTO DE LAS RUEDAS CON EL SUELO	82
4.2.1.	Datos y parámetros de la motocicleta	82
4.2.2.	Movimiento lineal transitorio	83
4.2.3.	Fuerza vertical debido a irregularidades del terreno	83
4.2.4.	Fuerzas de resistencia aerodinámica	84
4.2.5.	Fuerzas en aceleración máxima	85
4.2.5.1.	Aceleración máxima limitada por el motor	86
4.2.5.2.	Aceleración máxima limitada por tracción	87
4.2.5.3.	Resultados de fuerzas en aceleración máxima	88
4.2.6.	Fuerzas en frenada	89
4.2.6.1.	Frenada limitada por tracción	90
4.2.6.2.	Frenada limitada por vuelco	91
4.2.6.3.	Resultados de fuerzas en frenada	92
4.2.7.	Fuerzas en curva en estado estacionario	93
4.2.7.1.	Resultados de fuerzas en curva	95
4.3.	UNIONES ATORNILLADAS	96
4.3.1.	Unión atornillada del soporte del link con los soportes traseros	96
4.3.2.	Unión atornillada de las estriberas con los soportes traseros	101
4.3.3.	Unión atornillada de U-links con el soporte de los links	105
4.3.4.	Unión atornillada del soporte del muelle con los soportes traseros	108
4.4.	FUERZAS PARA EL FEM	113
4.4.1.	Fuerzas en el bastidor por aceleración máxima	113
4.4.1.1.	Fuerzas en el eje de la rueda y basculante	113
4.4.1.2.	Sistema de suspensión trasera	113
4.4.1.3.	Problema de posición	115
4.4.1.4.	Fuerzas y sistema de ecuaciones	116
4.4.1.5.	Resultados	118
4.4.2.	Fuerzas en el bastidor en la frenada	119
4.4.3.	Fuerzas en el bastidor en curva	121
4.4.3.1.	Fuerzas resultantes en los puntos de contacto con el suelo	121
4.4.3.2.	Momento en el bastidor	121

4.4.4.	Fuerzas y momentos curva + aceleración máxima.....	122
5.	ANÁLISIS FEM DEL BASTIDOR COMPLETO	124
5.1.	PRE PROCESO	124
5.2.	CÁLCULO.....	135
5.2.1.	Frenada máxima.....	135
5.2.1.1.	Post proceso frenada máxima.....	136
5.2.2.	Aceleración máxima	138
5.2.3.	Paso por curva	141
5.2.4.	Conclusión del FEM.....	143
5.3.	RIGIDECES.....	144
5.3.1.	Test de rigidez longitudinal.....	145
5.3.2.	Test de rigidez torsional	146
5.3.3.	Test de rigidez lateral	148
5.3.4.	Test de rigidez vertical	150
5.4.	POST PROCESO.....	152
5.4.1.	Frenada.....	153
5.4.2.	Aceleración máxima	157
6.	ANÁLISIS FEM DE COMPONENTES DE ALUMINIO	160
6.1.	ENSAMBLAJE DE COMPONENTES TRASEROS DE ALUMINIO.....	160
6.2.	SOPORTE TENSOR INFERIOR DEL MOTOR.....	163
6.3.	U DE ACERO.....	164
6.4.	FATIGA.....	166
6.4.1.	Introducción	166
6.4.2.	Carga cíclica, K_f , tipo de análisis y criterio de fallo	166
6.4.3.	Casos de análisis a fatiga.....	167
6.4.3.1.	Análisis de fatiga en aceleración máxima.....	168
6.4.3.2.	Análisis de fatiga en frenada.....	169
7.	FABRICACIÓN	171
7.1.	COMPONENTES DE ALUMINIO.....	171
7.1.1.	Tochos de aluminio 6082 R. Límite Elástico	171
7.1.2.	Desventajas de los tochos de aluminio 6082 R.....	172
7.1.3.	Aluminio elegido	172
7.1.4.	Fabricación.....	173
7.2.	COMPONENTES DE ACERO	173

7.2.1.	U de unión de los links	173
7.2.2.	Fabricación.....	174
7.3.	VIGAS DE FIBRA DE CARBONO	174
7.3.1.	Alternativa 1	174
7.3.2.	Alternativa 2	175
7.3.3.	Alternativa elegida	177
8.	SUSPENSIÓN ALTERNATIVA	189
8.1.	INTRODUCCIÓN	189
8.2.	PIEZAS ORIGINALES	190
8.3.	GEOMETRÍA.....	192
8.4.	OPTIMIZACIÓN DE LAS VIGAS	193
8.5.	RIGIDIZADOR.....	198
8.6.	TIJAS	198
8.7.	BIELETAS.....	199
8.8.	CONJUNTO.....	200
9.	CONCLUSIONES.....	202
9.1.	Material compuesto.....	202
9.2.	Aluminio.....	202
9.3.	Bastidor	202
9.4.	Suspensión alternativa.....	203
10.	PRESUPUESTO.....	204
11.	BIBLIOGRAFÍA.....	205
12.	DISTRIBUCION DEL TFM ENTRE DIEGO Y DAVID	206
13.	LISTA DE FIGURAS.....	207
14.	LISTA DE TABLAS	212
15.	ANEXOS	213
15.1.	MATERIALES UTILIZADOS EN FEM.....	213
15.2.	MATERIALES UTILIZADOS	216
15.3.	SCRIPTS DE MATLAB.....	218

1. INTRODUCCIÓN

1.1. OBJETIVO DEL TRABAJO

El objetivo del presente Trabajo Fin de Máster es diseñar, optimizar y fabricar el bastidor de la motocicleta de competición de 250 cc de la presente edición de la competición MotoStudent, así como también la optimización de una suspensión alternativa de paralelogramo.

1.2. ANTECEDENTES

Como antecedentes se tienen los bastidores de las motocicletas de las dos ediciones anteriores de la competición en las cuales participó la Universidad Pública de Navarra.

La solución adoptada en las dos ediciones citadas es un rasgo importante a destacar en este trabajo, puesto que, ambas soluciones optaron por la utilización de tubos de acero para la fabricación del bastidor, mientras que en la presente edición, se fabricará de aluminio y material compuesto.

1.3. DATOS DE PARTIDA

Como datos de partida, podemos destacar que:

- En cuanto a geometría, se hará uso de la geometría adoptada en ediciones anteriores, de esta manera podemos establecer unas pautas de diseño. Se dispone de las maquetas 3D realizadas por el equipo UpnaRacing en años anteriores. Por supuesto, dicha geometría, es sólo una base de apoyo, puesto que estará sujeta a cambios, los cuales dependen de las necesidades que surjan conforme avance el proyecto MotoStudent.
- En cuanto a materiales de fabricación, se utilizará materiales que no se utilizaron en ediciones anteriores, por lo tanto en este punto tendremos que empezar desde cero.
- En cuanto a cálculos, se hará uso de métodos de cálculo establecidos en libros de diseño de motocicletas. Todos ellos se citarán en la bibliografía.
- En cuanto a programas de diseño y cálculo, se utilizará como programas de diseño en 3D, Solid Works 2013 y CATIA V5R21, como programa de cálculo y simulación FEM, ANSYS 14.5 con el módulo de materiales

compuestos y como programa para resolver sistemas de ecuaciones y métodos iterativos, MATLAB.

1.4. COMPETICIÓN MOTOSTUDENT

1.4.1. Reglamento asociado al bastidor

Algo que se tiene que tener en cuenta, que podría también ser un dato de partida, es el reglamento de la competición MotoStudent.

En este caso, como lo que interesa es el bastidor, se cita textualmente a continuación lo que dice el artículo 12 del reglamento:

B.12.1 Objetivo

“No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera de una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo novedoso de fabricación propia”.

B.12.2 Materiales

“No está permitido fabricar el chasis en titanio ni aleaciones de titanio”.

Como se podrá comprobar a la finalización de este trabajo fin de máster, nuestro bastidor cumple perfectamente con el reglamento.

1.4.2. Reglamento asociado a la suspensión delantera

Al igual que en el caso del bastidor, se cita textualmente lo que dice el reglamento al respecto:

B.15.2 Horquillas delanteras

“Es obligatorio el uso de la horquilla delantera suministrada por la organización”

B.15.2.6

“Está prohibido el uso de titanio, de aleaciones ligeras y compuestas de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión delantera”.

La suspensión delantera de paralelogramo que se optimizará en este trabajo no cumple con el apartado B.15.2 del reglamento, pero consideramos que se puede presentar en la fase MS1 de la competición como proyecto de innovación.

2. MATERIALES COMPUESTOS

2.1. TIPOS DE DISPOSICIÓN DE FIBRA

La fibra sea del tipo que sea se puede encontrar en distintas disposiciones. A esto le llamamos tipos de refuerzo, y los existentes son los siguientes:

2.1.1. MATs

Este tipo de refuerzo es una serie de fibras cortas depositadas de forma aleatoria, es el único método de material compuesto con fibras cortas. Este tipo de disposición es casi exclusivo para fibra de vidrio ya que las propiedades mecánicas que se pueden conseguir son muy bajas y el objetivo de este tipo de piezas no suele ser estructural. Normalmente se utiliza el MAT para piezas



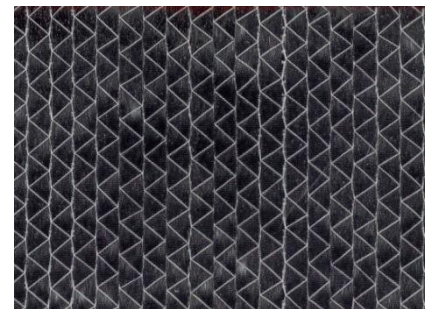
Imag. 1 MAT fibra de vidrio

decorativas en las que se requiere un peso reducido, para aislar eléctricamente, para piezas sin requerimientos de mucha carga o incluso para fabricar moldes. Estos son ejemplos de utilización del MAT pero pueden existir muchos más.

Nuestras piezas requieren un material de altas prestaciones por lo tanto este tipo de disposición queda completamente descartado.

2.1.2. Unidireccionales

Como su nombre indica todas las fibras se encuentran dispuestas en una sola dirección. Las fibras son largas. Para poder trabajar con ellas la fibra se cose con un hilo, que sólo tiene el objetivo de mantener las fibras en forma de tela.

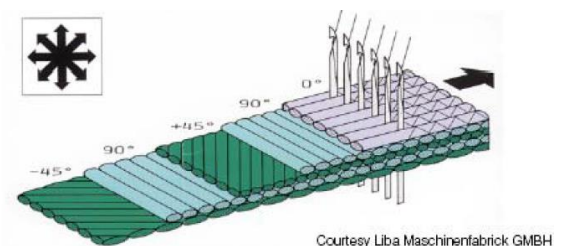


Imag. 2 Fibra de carbono unidireccional

Esta disposición de las fibras da unas propiedades mecánicas magníficas ya que la fibra se encuentra completamente alineada y puede soportar las cargas de manera eficiente.

2.1.3. Multiaxial

Este refuerzo es un apilado de unidireccionales en distintos ángulos que se cosen todas juntas creando un sólo telar. Al igual que el unidireccional tiene unas propiedades magníficas por la disposición de la

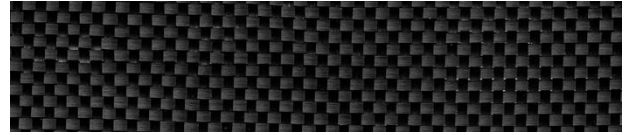


Imag. 3 Disposición multiaxial

fibra. Este tipo de refuerzo normalmente se usa para producciones de gran cantidad de pieza en la que de una sola vez puedes poner todas las capas de fibra en vez de ir de una en una, es por ello que normalmente no se pueden ver en el mercado.

2.1.4. Bidireccionales

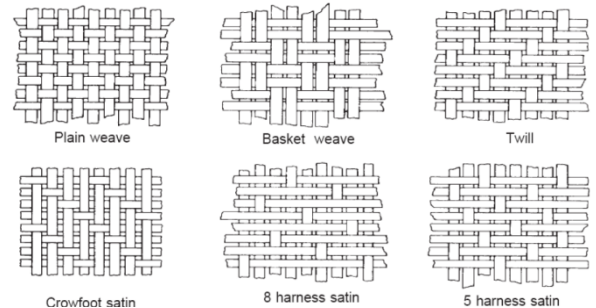
Este tipo de disposición de las fibras ya es un tejido. Se trata de crear un telar únicamente



Imag. 4 Fibra de carbono unidireccional

con fibra, por lo que siempre contaremos con dos ángulos en los que se encuentra la fibra que siempre (excepto casos extraños) estarán a 90°. Para la forma de tejer las fibras nos podemos encontrar con infinidad de tejidos diferentes, todo lo que nos podemos encontrar en la industria textil puede aplicarse a los materiales compuestos.

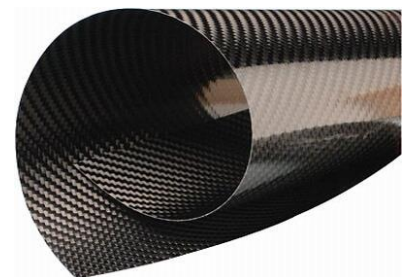
El problema de este refuerzo es que la fibra ya no se encuentra recta sino entrelazada, y por tanto ya no es capaz de soportar las cargas con la misma eficiencia que en los casos en los que la fibra está recta. Además el hecho de que esté entrelazada hace que si las fibras en una dirección se cargan estas fibras quieren estirarse pero las de la otra dirección no les dejan y esto puede provocar que se rompan entre ellas. Esto hace disminuir casi a la mitad las propiedades mecánicas que como si estuviesen dispuestas rectas.



Imag. 5 Diferentes configuraciones de tejidos

Por otro lado este es un tipo muy común de refuerzo, si no es el más utilizado, ya que se trabaja de forma muy fácil y tiene otras propiedades que las demás no tiene, como por ejemplo hace que las fibras estén más compactadas entre sí, o que las propiedades no sean tan direccionales.

Para las piezas en las que además se requiere una buena presentación y se quiere ver la fibra este tipo de disposición es el adecuado ya que nos muestra una superficie espectacular.



Imag. 6 Acabado de fibra de carbono

2.1.5. Biaxial

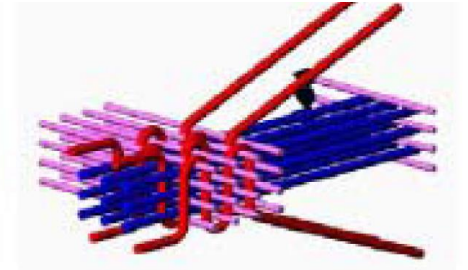
Este no es otro tipo de refuerzo diferente al multiaxial, la única diferencia es que el biaxial es sólo en dos direcciones.

2.1.6. Combinación

Todos los tipos de refuerzo se pueden combinar entre sí, como por ejemplo un tejido con un MAT.

2.1.7. Tejidos 3D

Es un refuerzo muy poco común, prácticamente inexistente por su complejidad de fabricación y por el precio de las piezas. Normalmente se utiliza para piezas extremadamente importantes y normalmente piezas de seguridad contra colisiones, muy pocas empresas en el mundo son capaces de utilizar esta tecnología. Se ha llegado a utilizar en parachoques de automóviles realmente especiales.



Imag. 7 Construcción de tejido 3D

2.2. TIPOS DE MATERIALES DE FIBRA

Las fibras en el material compuesto pueden ser de distintos materiales, principalmente existen tres tipos de fibra: fibra de vidrio, fibra de aramida o kevlar y fibra de carbono. También hay de otros materiales como fibras cerámicas, de basalto, de boro, de spectra y naturales, pero este tipo de fibras no son comunes en piezas como las que queremos diseñar, por lo tanto sólo se analizarán por encima ya que no escogeremos este tipo de fibras para la realización de nuestros componentes de materiales compuestos.

2.2.1. Fibra de vidrio

Este tipo de fibra es la más empleada dada su interesante relación entre las prestaciones y el coste. En relación con el acero este cuesta cerca de 2€ kg, sin mecanizar en piezas básicas y la fibra de vidrio cuesta entre 5 y 6€ el kg siendo la pieza acabada. Parece que la diferencia es grande pero hay que tener en cuenta que las piezas de acero son tres veces más densas que las de fibra de vidrio y por ello las piezas de material compuesto con fibra de vidrio pueden competir con el acero en cuestión de prestaciones y de precio.

La fibra de vidrio es aislante eléctrica por lo que se puede utilizar únicamente para ello, cuando el objetivo es únicamente este siempre se utiliza MAT de fibra de vidrio. En automóviles eléctricos se utiliza mucho. Por otro lado también hay que decir que no atenúa nada las ondas electromagnéticas.

Las piezas fabricadas en fibra de vidrio tienen buenas propiedades mecánicas pero el problema es que tiene un módulo elástico muy bajo, por lo que se deforma mucho aunque aguante bien. Por lo que se obtienen piezas de no mucha rigidez.

Para el tema del comportamiento contra el fuego hay que decir que la fibra de vidrio no arde, aunque si lo hace la matriz. Es por ello que se debe escoger un buen material para la matriz si las piezas van a estar expuestas a altas temperaturas.

Una gran ventaja que tienen en general los materiales compuestos y también la fibra de vidrio es que tienen una gran estabilidad dimensional, no se deforman con la temperatura y no cambian de volumen, tienen un coeficiente de dilatación muy bajo.

Existen muchos tipos de fibra de vidrio, mecánicamente no hay muchas diferencias, lo que realmente cambia son las propiedades eléctricas. Las fibras más comunes son de tipo E que tienen propiedades muy electroresistentes. También existen unas de tipo S con propiedades mecánicas muy elevadas aunque a su vez son muy caras, este tipo de fibra únicamente la fabrica la empresa AGY. Aquí muestro las propiedades más comunes de las fibras comentadas, son las propiedades sólo de la fibra, sin matriz.

Tipo E \rightarrow $E=76-80$ GPa $\sigma_u=3100-3800$ MPa

Tipo S2 \rightarrow $E=85$ GPa $\sigma_u=4500$ MPa

Tipo D \rightarrow $E=70$ GPa $\sigma_u=2500$ MPa

Dentro de las fibras utilizadas para la fabricación de materiales compuestos, la fibra de vidrio es la más económica y la de las propiedades mecánicas más modestas.

2.2.2. Fibra de aramida

Las fibras de aramida son fibras sintéticas están fabricadas de materiales termoplásticas como la poliamida aromática. Normalmente se forman mediante un proceso de estirado. Sus propiedades mecánicas están entre las de la fibra de vidrio y la de carbono.

Kevlar es la marca comercial de Dupont, creador de este tipo de fibra. También existen otros fabricantes como Akzo Nobel el cual las llama Twaron.

Las grandes diferencias que tiene la aramida respecto a las demás fibras son las siguientes:

Este tipo de fibra es la más ligera que hay incluso más que el carbono, ronda los 1300-1400 Kg/m³.

Al ser termoplástico y no ser material cristalino, como en los casos de las fibras de vidrio y carbono, tienen una elevada resistencia al desgaste y al impacto, por lo que para protecciones es ideal. Además es la única fibra que se puede trabajar sin matriz, con lo

que lo hace ideal para chalecos antibalas. También por ser termoplástico es aislante eléctrico por lo que también puede servir de aislar además de trabajar estructuralmente.

Por otro lado no es ignífugo y también son fibras que absorben el agua, puede llegar a absorber hasta el 5% de su peso y además tiene pérdidas de módulo y rigidez, por lo que si se va a usar en piezas que vayan a estar en contacto con el agua es muy importante tener en cuenta este aspecto. Es muy común en competiciones de barcos utilizar cuerdas hechas con filamentos de aramida.

Las características de las aramidas más comunes son:

Diámetro = 12-15 μm

Kevlar29 $\rightarrow E=83 \text{ GPa}$ $\sigma_u=3000-3500 \text{ MPa}$ $\epsilon=4\%$

Kevlar49 $\rightarrow E=131 \text{ GPa}$ $\sigma_u=3500-4000 \text{ MPa}$ $\epsilon=2.8\%$

Kevlar149 $\rightarrow E=179 \text{ GPa}$ $\sigma_u=3500 \text{ MPa}$ $\epsilon=2\%$

La aramida tiene un comportamiento a fatiga espléndido, sus propiedades mecánicas y su precio se sitúan en un punto intermedio entre la fibra de carbono y la fibra de vidrio.

2.2.3. Fibra de carbono

Las propiedades mecánicas específicas de la fibra de carbono son las mejores de todas las fibras. Cada vez se utilizan más por sus propiedades y porque a lo largo de los años se ha ido abaratando mucho.

Según el método utilizado para fabricar la fibra y según el precursor que se utilice podemos obtener fibras de carbono de distintos tipos. Según la grafitización se pueden fabricar fibras de alta resistencia “highstrength” (HS) o bien fibras de alto módulo “highmodulus” (HM), también existe una familia de módulo intermedio (IM).

Existe una diferencia entre las fibras aeronáuticas y las industriales que depende del precursor. Esto tiene de nombre “towsize”, el cual depende del diámetro del hilo del precursor. Si del hilo del precursor se sacan 200000 filamentos entonces tendrá un towsize de 200k y significara que se ha obtenido una fibra industrial. Lo que se hace para que sea de mejor calidad se separan en 48k filamentos.

Las fibras aeronáuticas son de un towsiz de 1k, 3k y 6k. Cuantos menos filamentos se tenga será una fibra de muchísima mejor calidad aunque a su vez es mucho más cara. La fibra a menor k tendrá mejor resistencia a compresión y a fatiga. Al igual que la aramida la fibra de carbono tiene muy buen comportamiento a fatiga.

Las fibras de carbono al meterlas en una matriz son muchísimo mejores que las fibras de vidrio, la fibra de vidrio no se agarra tan bien como la fibra de carbono a la matriz.

Por otro lado se pueden hacer piezas con un coeficiente de dilatación nulo. Es por lo que muchas antenas, o en piezas de telescopios en satélites son todos de fibra de carbono.

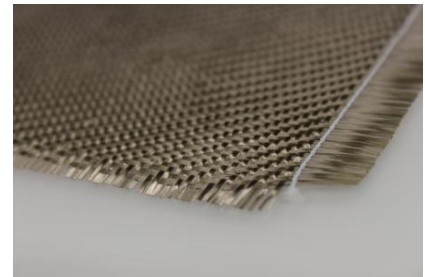
El carbono no es un gran conductor aunque para grandes corrientes el material se considera conductor. Si la electricidad pasa por la fibra el carbono se quemará. En un avión si cae un rayo en una pieza de carbono no se quema porque la última capa es un tejido de cobre que protege la pieza.

Las propiedades de la fibra de carbono son las siguientes, aunque depende de muchos aspectos estos son algunos ejemplos:

LM	→ E=220-240 GPa	σ_u =3450-4830 MPa	ϵ =1.5-2.2%
IM	→ E=290-297 GPa	σ_u =3450-6200 MPa	ϵ =1.3-2%
HM	→ E=345-448 GPa	σ_u =3450-5520 MPa	ϵ =0.7-1%

2.2.4. Otras fibras

Fibras cerámicas: estrictamente hablando no existen, son fibras de carbono para piezas cerámicas. Su fabricación es muy compleja.



Imag. 8 Fibra de basalto

Fibras de basalto: es de propiedades y de precio inferior a la fibra de vidrio.

Fibras de boro: fibras magnificas, normalmente militares las cuales son muy difíciles de conseguir.

Fibra Spectra: aramida con menores prestaciones pero con muy baja densidad, flota. Si pasamos de 50º de temperatura no valen para nada.

Fibras naturales: Producto verde no industrial

Madera laminada: DM con astillas largas, la ventaja es que tiene propiedades repetitivas.

Los tejidos pueden ser combinaciones de distintas fibras, las más usuales son:

Carbono/Aramida: buena resistencia al impacto y a tracción compresión.

Aramida/Vidrio: baja densidad, resistencia a impacto y un menor coste que Carbono/Aramida.

Carbono/Vidrio: La fibra de vidrio no sirve más que para reducir el coste.



Imag. 9 Combinación de carbono/aramida

2.3. ELECCIÓN DE FIBRA

Para la construcción de un bastidor el material más conveniente es la fibra de carbono, ya que son piezas que deben soportar muy bien las cargas de la moto y además deben de tener una rigidez importante. Por otro lado no necesitamos las características que nos puede ofrecer la aramida y la fibra de vidrio no tiene las propiedades mecánicas suficientes como para obtener un resultado con un peso reducido.

La arquitectura de la fibra se analizara según el tipo de refuerzo que en este caso plantearemos los análisis con dos tipos diferentes, con unidireccionales y con tejido. La calidad de la fibra que necesitamos dependerá de igual forma de los análisis FEM que se realicen.

2.4. MATRICES

La matriz es lo que confiere la geometría de la pieza y es la que transmite las cargas a las fibras, también aísla las fibras entre ellas, de manera que si una se rompe, la fractura no se propaga a las demás e incluso si se rompe una capa la matriz distribuye la fuerza en las otras capas. La matriz es la principal responsable del acabado superficial y protege a las fibras del desgaste y el ataque químico.

Tienen una gran influencia en las propiedades mecánicas finales de la pieza y en el modo de fallo del material compuesto. Según el tipo de matriz que sea la adherencia con la fibra será diferente y por lo tanto las propiedades finales de la pieza no solo dependen las propiedades de cada material sino también de este aspecto.

La matriz también es determinante en el proceso de fabricación por lo que muchos elementos auxiliares y equipos de fabricación dependen del tipo de matriz y por consiguiente afectan directamente al ratio de productividad.

El criterio de selección de resina depende de muchos aspectos estos son todos ellos:

- En primer lugar el nivel de cargas a la que va a estar sometida la pieza.
- La compatibilidad con las fibras.
- Comportamiento en servicio o condiciones ambientales.
- Requerimientos de fuego y toxicidad.
- Coste final de la pieza a producir, ya sea en serie o para el prototipo.
- La procesabilidad.

2.5. TIPOS DE MATRIZ

Existen tres tipos de matrices, las orgánicas, las cerámicas y las metálicas. Las dos últimas prácticamente son inexistentes, raramente podremos encontrarlas, y dentro de las orgánicas o matrices plásticas, que son la mayoría nos encontramos con otros dos tipos que son las termoestables, las cuales después de conformarlas no se puede configurar de ninguna manera, y las termoplásticas las cuales si son reversibles.

Las matrices más empleadas son las orgánicas termoestables por su buena relación prestaciones/precio.

Matrices orgánicas termoestables

Una vez fabricada la pieza, endurecida, no se puede configurar de ninguna manera, no se reblandece ni se deforma introduciéndole calor, lo único que puede pasar es que se queme. El procedimiento químico es irreversible.

Las propiedades físico-químicas de las matrices orgánicas termoestables son las siguientes:

Son polímeros de alto grado de reticulación, la reticulación es una reacción química presente en la química de los polímeros. Después de la reticulación las moléculas adquieren mayor rigidez, ya que los movimientos de relajación se encuentran impedidos. En el caso de los elastómeros esto ayuda a que las propiedades de resiliencia incrementen.

Buena estabilidad térmica, bajo coeficiente de expansión.

Normalmente son resistentes químicamente aunque muchas veces hay que matizar, pero por lo general tienen una resistencia aceptable.

Son materiales muy duros y tienen muy poco creep. Esto significa que introduciéndole una carga durante mucho tiempo la pieza nunca se alarga, no hay relación con el tiempo.

Al ser materiales duros son poco dúctiles y tienen poca fluencia.

A la hora de fabricación se considera fácil aunque en los materiales compuestos normalmente esto conlleva gran parte del precio final de la pieza ya que requiere de mucha mano de obra y es bastante complejo de industrializar. Siempre se parte de líquidos viscosos que se mezclan y mediante un proceso químico se endurece y mediante la temperatura podemos controlar la viscosidad. Tienen facilidad de impregnar las fibras.

Son de un costo bajo-razonable, aunque depende mucho de los materiales a utilizar y el proceso de fabricación que se requiera.

Dentro de las matrices orgánicas termoestables existen muchos tipos de materiales o resinas diferentes:

2.5.1. Poliéster

Las matrices de poliéster son las más utilizadas con diferencia y no solo en materiales compuestos. Sus prestaciones son aceptables y tienen una relación calidad precio buena aunque solo se usan para bajos esfuerzos mecánicos o para piezas de baja importancia.

Se trabaja de forma muy fácil con este material y es muy barato. Dentro de los poliésteres existen miles de tipos y alternativas por lo que normalmente se le pregunta al proveedor en busca de consejo.

Tiene buena resistencia eléctrica y un comportamiento digno al fuego, si puede pedir retardadores de llama, aunque una vez que coge fuego arde y aparecen gases tóxicos.

Propiedades mecánicas, aunque hay una gran variabilidad:

- Densidad (g/cm³): 1.2 - 1.25
- Módulo Elástico (GPa): 2 - 4
- Resistencia a Tracción (MPa): 40 - 85
- % Elongación: 1.2 - 2.8

Proceso de fabricación y curado:

Tiene una viscosidad baja y por ello la trabajabilidad en este aspecto es buena. El problema es que el tiempo de curado es corto y cura a temperatura ambiente, entre unas tres y cuatro horas, a partir de entonces ya se puede desmoldear. También se puede curar a altas temperaturas. Esto da un tiempo de trabajo de alrededor de media hora, lo cual dificulta mucho si la pieza es compleja la fabricación. A este tiempo se le llama el tiempo de Gel, si cuando se está trabajando se convierte en gel la pieza deja de valer. Este hecho hace que las propiedades mecánicas sean algo peores, ya que no endurece

todo a la vez. Aun así la mayor virtud de este material es que se cura a temperatura ambiente.

Este material presenta contracción al curado. La pieza al endurecerse se calienta, es una manera de saber que la pieza ha curado. Cuando estas fabricando la matriz sale una emisión de estireno que no es toxica pero huele mucho y como mucho nos da dolor de cabeza, aun así es aconsejable mantener el recinto ventilado.

Estas son algunas de las aplicaciones en las que se utiliza este tipo de resina:

- Ortoftálicas: Semirrígidas: barcos, estratificados industriales, placas onduladas

Rígidas: barnices, preimpregnados

- Isoftálicas: gel coats, depósitos, ingeniería química,...
- Tereftálticas: barnices, depósitos de alimentos, cubas
- Bisfenólicas: aplicaciones anticorrosión, alta resistencia química
- Resinas del AC. Tetracloroftálico: comportamiento al fuego mejorado
- Resinas al MMA estratificados para el transporte, placas, cúpulas

2.5.2. Epoxi

Para piezas con requerimientos estructurales lo que más se usa es epoxi. Muy utilizada en un mundo de aplicaciones técnicas, aunque también se utiliza para otro tipo de aplicaciones como pueden ser pinturas, adhesivos, etc. Tiene mucho mejores propiedades, mayor resistencia, aguanta mejor la temperatura, tiene una mejor adherencia a las fibras lo que significa una mejora de comportamiento mecánico y tiene una mayor estabilidad en el curado, prácticamente no se encoje nada.

Como desventaja es que su precio es muy superior al del poliéster entre unas cuatro o cinco veces más.

Existe un parámetro llamado T_G que nos delimita la temperatura de transición vítrea, lo que significa que nos manda la temperatura máxima a la que puede estar expuesta la pieza terminada. En un poliéster el T_G es bajo, entre 60-80°C mientras que con el epoxi el rango de temperatura es mayor, podemos encontrarnos epoxis con T_G entre 90 y 200°C.

Fundamentalmente existen dos familias de epoxis, la convencional y el endurecido. El epoxi convencional es más barato pero a su vez tiene una dureza superior y por lo tanto es más frágil. El epoxi endurecido, el cual se usa para la mayoría de las piezas que tienen una mayor tenacidad y alargamiento de rotura, lo que además mejora el comportamiento contra impacto.

El epoxi también se adquiere de forma líquida pero a diferencia del poliéster se debe aplicar calor para el curado de la pieza, con temperaturas que pueden variar entre los 60 y 200°C.

El epoxi tiene una resistencia química mejor que la de los poliésteres en general y es menos inflamable, aunque también lo es. Es menos inflamable porque no lleva ningún tipo de elemento aditivo y además no tienen ninguna emisión de volátiles.

Las propiedades de la pieza, como ya se ha mencionado, son excelentes además de tener un peso muy reducido.

El proceso de fabricación es más exigente que el del poliéster, ya que además de depender de la temperatura de curado es muy sensible a cualquier modificación de la mezcla matriz endurecedor.

El tiempo de curado normalmente es largo, como mínimo de una hora, aunque también existen matrices muy especiales con tiempos de curado muy cortos, pero son casos muy especiales. Las propiedades mecánicas de la pieza se modifican dependiendo de la temperatura de curado aunque de forma pequeña. Lo que realmente hace variar las propiedades es el endurecedor.

El epoxi tiene una adhesión excelente a todo tipo de fibras y no produce volátiles durante el curado. En conclusión, las matrices epoxis son mucho mejores para nuestras piezas siendo el mayor problema el coste relativamente alto.

Propiedades también variables de epoxis:

- Densidad (g/cm³): 1.2
- Módulo Elástico (GPa): 3 - 5
- Resistencia a Tracción (MPa): 48 - 76

2.5.3. Vinilester

El vinilester es una resina intermedia entre el epoxi y el poliéster, a veces son matrices de poliéster que se les añade elementos epoxilicos. Su precio también está entre las dos resinas.

El vinilester tiene una mejor estabilidad química que las resinas ya mencionadas. Y en general tiene mejores propiedades que el poliéster, ya sea en tenacidad como en fatiga. Son matrices ideales para trabajar en el agua incluso tienen una buena resistencia a la corrosión en agua caliente. Por lo tanto son estables frente a fenómenos de hidrólisis, osmosis y transferencia de agua en general.

Tiene buena resistencia a impacto, buena adhesión con las fibras, aunque no tan buena como los epoxis.

Su aplicación es muy clara como gel coat, se utiliza para proteger del agua la pieza fabricada con otra matriz como puede ser el poliéster. Es muy interesante para la industria naval.

A la hora de fabricar es muy parecido al poliéster pero teniendo que aplicar calor, se necesita un ambiente ventilado por la emisión de volátiles.

Propiedades mecánicas:

- Densidad (g/cm³): 1.1 - 1.15
- Módulo Elástico (GPa): 3 - 4
- Resistencia a Tracción (MPa): 76 - 83
- % Elongación: 1.5 - 2.0

2.5.4. Resinas fenólicas

El precio de es similar al poliéster aunque sus propiedades son ligeramente inferiores. Otra diferencia es que los humos al arder no son tóxicos, normalmente se utilizan para fabricar aglomerados y en los interiores de aviones, trenes, etc.

Tiene unas propiedades eléctricas excelentes y son capaces de soportar altas temperaturas, tienen buena resistencia al fuego y la abrasión y tiene una excelente adhesión a otras resinas.

Propiedades mecánicas

- Densidad (g/cm³): 1.15
- Módulo Elástico (GPa): 3.5 - 4
- Resistencia a Tracción (MPa): 30 - 40
- % Elongación: 2

2.5.5. Bismaleimida BMI

Es una resina desarrollada para mejorar la temperatura de transición vítrea de las resinas epoxi. Su precio incrementa de forma muy grande y además sus propiedades mecánicas sólo aumentan ligeramente.

Destaca su alta T_g , que puede llegar hasta 200°C, se utiliza para las zonas calientes de las turbinas empleadas en aeronáutica.

Se trabaja como el epoxi y permite procesos RTM en las que se requiere viscosidades relativamente bajas.

2.5.6. Matrices orgánicas termoplásticas

Para la fabricación de las piezas es necesario un proceso físico en el cual se le aplica a la pieza presión y temperatura, de esta forma no se altera su estructura química. Una vez polimerizadas se pueden volver a conformar aplicándoles presión y temperatura.

Todo el procesado de chapa lo podemos utilizar en estas matrices y las piezas pueden ser reutilizadas. Normalmente tienen un mejor comportamiento químico que las termoestables y su almacenamiento es mucho más sencillo ya que no se trata de un líquido que el material antes de conformarlo es plástico en granza.



Imag. 10 Matriz termoplástica antes de curar

El mayor problema es que el precio es más elevado que las matrices termoestables y la fabricación tiene un mayor consumo energético, aunque se ahorra en almacenamiento.

Existen varios tipos de matrices termoplásticas entre ellas nos podemos encontrar Polietileno (PE), PE de alta densidad (HDPE) y Polipropileno (PP). Estas resinas tienen un gran uso para hacer piezas únicamente de plástico y normalmente no se suelen ver en materiales compuestos, es por lo cual no se van a analizar en este proyecto.

Las resinas de las que se van a hablar a partir de ahora son plásticos técnicos

2.5.7. Poliamida (Nylon)

La poliamida se encuentra entre los plásticos comerciales y técnicos. Posee excelentes propiedades mecánicas, eléctricas, térmicas, químicas, y la posibilidad de ser modificado con aditivos. Sus características principales son alta resistencia mecánica, rigidez, dureza y tenacidad, buena resistencia a la fatiga, alto poder amortiguador, buenas propiedades de deslizamiento y resistencia sobresaliente al desgaste. Es higroscópica lo que significa que absorbe bastante agua.

Propiedades mecánicas

- Densidad (g/cm³): 0.91-1.41
- Módulo Elástico (GPa): 1.3 - 2.8

- Resistencia a Tracción (MPa): 24 - 31
- Alargamiento de rotura (%): 650

2.5.8. Polieterimida PEI

Esta resina es muy tenaz a la fractura y tiene una buena temperatura de funcionamiento, además químicamente es muy estable. Se emplea también como adhesivo de elevadas prestaciones.

Sus características son una resistencia, rigidez y dureza muy elevadas, alta resistencia a la deformación térmica, mínimo coeficiente de dilatación térmica, elevada resistencia a sustancias químicas, alta resistencia a la intemperie, elevada resistencia a rayos gamma, es autoextinguible sin material ignífugo y tiene una mínima producción de gas al quemarse.

Propiedades mecánicas

- Densidad (g/cm³): 1.27
- Módulo Elástico (GPa): 3.3
- Resistencia a Tracción (MPa): 85 - 90
- % Elongación: 8

2.5.9. Poliestersulfona PES

Aguanta altas temperaturas hasta que se descompone, se puede trabajar con máquinas de inyección convencionales, se usa en componentes estructurales y como adhesivo aunque su precio es 50 veces el polietileno.

Sus características principales son que es resistente a la llama y prácticamente autoextinguible, a la vez de que tiene una baja emisión de humos. Es excelente resiste químico. Y tiene buenas propiedades dieléctricas.

Se suele utilizar en componentes aeronáuticos y como adhesivo.

Propiedades mecánicas

- Densidad (g/cm³): 1.37
- Módulo Elástico (GPa): 2.4 - 3.3
- Resistencia a Tracción (MPa): 82
- Alargamiento a la rotura (%): 30 - 80

2.5.10. Polifenilsulfona PPS

Alta temperatura máxima de servicio, con un rango entre los 220° y 260°C. E incluso a esas temperaturas la matriz tiene una excelente resistencia mecánica, a la fluencia y rigidez. También tiene una excelente resistencia química y a la hidrólisis. Una de sus mayores virtudes es el magnífico comportamiento al desgaste y al rozamiento, también tiene buenas propiedades dieléctricas y como aislante es sensacional.

Es una de las mejores matrices del mercado, el problema es el precio.

2.5.11. Polieter-eter-cetona PEEK

Esta es la mejor matriz que existe, sus propiedades son muchísimo mejores que las demás matrices ya comentadas, y por lo tanto su precio es el mayor que hay en el mercado, por lo que nosotros estamos lejos de utilizar una matriz como está.

Una tabla distintos ejemplos de distintas fibras con diferentes matrices:

Material	Volumen de fibra (%)	σ_u (MPa)
F.Carbono – PA	60	2600 (fibras muy buenas)
F.Carbono – PPS	60	2800
F.Vidrio – PPS	60	2000
F.Carbono – PEEK T700	60	2500
F.Carbono – PEEK IM7	60	2900
F.Carbono – PEEK UHM	60	3100
F.Vidrio – PEEK S2	60	2000

Tabla 1 Ejemplos de materiales compuestos

2.5.12. Matrices cerámicas

No tienen buenas propiedades mecánicas pero aguantan muy bien la temperatura son capaces de alcanzar los 2500°C y todavía seguir sólidas. Se suele partir de una matriz fenólica y mediante hornos y procesos complicados se le elimina todo lo que no es carbono. El proceso es muy lento y costoso, se usa típicamente para discos de freno.

2.5.13. Matrices metálicas

Se utilizan metales ligeros como aluminio o titanio, el más interesante es el magnesio. El aluminio con el carbono se llevan fatal ya que el carbono acaba oxidando el aluminio.

Su conformado es mediante el método de pulimetalurgia que no es más que polvo prensado. El problema es que es muy fácil romper las fibras mientras se fabrica la pieza.

Ahora solo existe carbono/magnesio y la única aplicación que se le ha dado es para la carcasa de la caja reductora de helicópteros de altas prestaciones.

2.6. ELECCIÓN DE MATRIZ

Los bastidores de motos de competición normalmente son de aluminio y en muy pocos casos se ha podido observar un bastidor de fibra de carbono. Teniendo en cuenta las propiedades mecánicas, los requisitos que debe de cumplir y que no exceda el precio, la mejor opción que tenemos y la más común en este tipo de piezas es utilizar una matriz epoxi.

La elección precisa del tipo de fibra y de matriz ha sido resuelta mediante los análisis FEM y dependiendo de la disponibilidad que teníamos de los materiales.

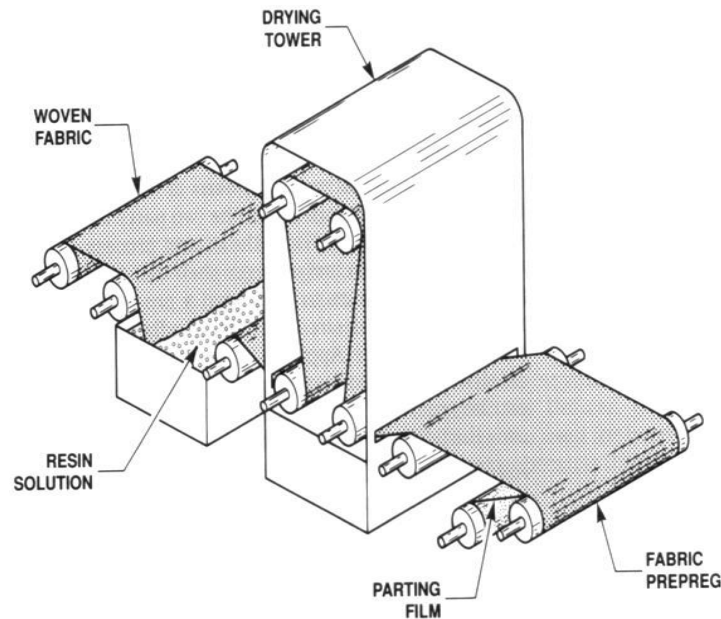
2.7. PRE IMPREGNADOS

Un prepreg es una manera de obtener el material de forma más eficaz. El prepreg no es más que la fibra con la matriz sin curar, existen resinas con altas viscosidades que impregnando la fibra se puede mantener a una temperatura determinada sin curarse.

El pre impregnado tiene un volumen en fibra extraordinario, se impregna la fibra de forma perfecta y con la menor cantidad de resina posible. De esta forma se consigue que las mezclas de las resinas con el catalizador sean perfectas. Su mayor inconveniente es que hay que mantener el prepreg a -20°C. Para poder trabajar siempre es necesario tener frigoríficos y para grandes producciones esto puede ser un gran problema.

Por otro lado el coste de los preimpregnados es mucho más caro que comprarlo todo por separado, pero las piezas hechas con prepreg son inigualables.

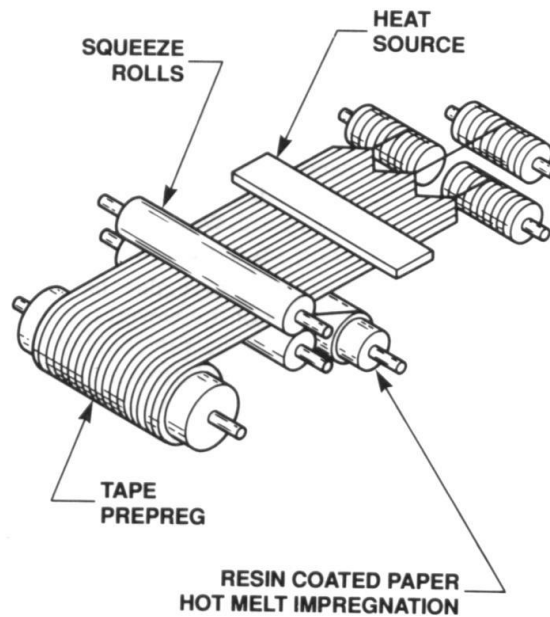
La fabricación de los preimpregnados consta de impregnar la fibra y a continuación enrollarla con las caras del impregnado entre distintos materiales para que el rollo no se vuelva un solo bloque de material compuesto.



Imag. 11 Proceso de preimpregnación de tejido

Los tejidos prepregs son fabricados sumergiendo los tejidos en una solución de resina. Estos tejidos entonces se secan en torres las cuales removerán cualquier exceso de resina. Entonces una parting-film (película separadora) puede ser añadida a uno o ambos lados para prevenir que el tejido se pegue cuando se enrolla. Cuando los tejidos prepreg son comprados, estos vienen en rollos usualmente refrigerados y listos para usar.

Los tejidos prepreg pueden ser materiales unidireccionales en lugar de tejidos trenzados. En este caso, las fibras vienen directamente desde los carretes. Estas son colocadas en la orientación correcta y entonces se aplica calor a una superficie mientras un papel con resina se aplica a la otra superficie. El calor funde la resina del papel e impregna los hilos. El papel y la resina son entonces prensados juntos para impregnar los hilos completamente. A continuación, en la figura se muestra cómo se fabrica un material prepreg unidireccional.



Imag. 12 Proceso de preimpregnación de unidireccional

Los prepregs tienen un tiempo de trabajo antes de que se cure a temperatura ambiente y la pieza se vuelva inservible, a este tiempo se le llama out-of-freezer-life y normalmente duran cerca de un mes fuera de los congeladores.

2.8. MOLDES

Los moldes dependen del proceso de fabricación, de las piezas que esté fabricando y de la calidad de estas, es por ello que es un aspecto muy importante en la fabricación.

Los moldes pueden llegar a valer muchísimo dinero, bastante más que la pieza que se esté fabricando, por lo que hay que tener mucho cuidado con la elección del propio molde.

Los moldes se pueden fabricar de distintos materiales según cuál sea la pieza a fabricar y de las características específicas que necesitemos en la pieza final. Básicamente se fabrican de aluminio, acero, invar, material cerámico, de material compuesto, de espumas o incluso de distintos tipos de plástico.

A la hora de escoger el material hay que tener en cuenta una serie de características básicas. El más importante de todas es el coeficiente de expansión térmica, que a su vez también depende del tipo de fibra que se va a emplear para hacer la propia pieza. También tiene relevancia la conductividad térmica ya que es necesario que la pieza se cure de forma continua y uniforme a una temperatura específica. Por otro lado es muy importante el coste de cada molde, que a su vez depende de la fabricación del mismo y de la propia pieza que se quiere fabricar de material compuesto, que también está relacionado con la durabilidad del molde, que esto también depende de la cantidad de piezas que se quieran hacer con el dicho molde.

Aquí podemos observar un pequeño esquema con las propiedades de cada material.

	CTE ($\mu\text{in/in}/^{\circ}\text{F}$)	Conductividad térmica($\text{BTU}\cdot\text{in}/\text{ft}^2\cdot\text{hr}\cdot^{\circ}\text{F}$)	Costo	Fabricación	Durabilidad
Aluminio	13 Malo	1395 Buena	Bueno	Buena	Media
Acero	6.7 Bueno	350 Buena	Bueno	Buena	Buena
Invar	6 Excelente	500 Buena	Caro	Cara	Muy buena
Cerámico	3-6 Excelente	10 – 80 Mala	Caro	Muy cara	Muy buena (frágil)
Fibra vidrio	7-13 Depende	22 – 30 Mediana	Muy bueno	Muy buena	Mala
Fibra carbono	0-1.5 Excelente	24 – 42 Mediana	Mediano	Mediana	Mala – media

Tabla 2 Referencia para elección del material para el molde

Observando esta tabla, desde mi punto de vista hay dos opciones para la fabricación de las piezas del bastidor, el molde deberá de ser de acero o de fibra de vidrio. El acero es la mejor opción que nos podemos permitir en el caso de que la geometría no sea muy compleja o que no haya mucho que mecanizar y aumenten los costes. Por otro lado la durabilidad del molde en nuestro caso no es relevante ya que sólo se van a fabricar piezas para el prototipo y por ello la fibra de vidrio podría ser una opción muy buena ya que nuestro presupuesto es muy limitado.

Pero todavía tenemos más parámetros que tenemos que tener en cuenta. Como pueden ser la tolerancia dimensional, la estabilidad dimensional, la inercia térmica, el acabado superficial, la uniformidad térmica, separabilidad y resistencia a la mala manipulación.

Teniendo todo esto en cuenta desde mi punto de vista el mejor material para la fabricación del molde es el acero, aunque habrá que tener en cuenta el coste.

Ahora la elección del molde podría depender del proceso de fabricación o de que se vaya a utilizar para fabricar las piezas.

En primer lugar hay que tener en cuenta de si se va a utilizar un autoclave. Si es así el molde debe soportar altas presiones, entre 7 y 8 bares de presión y temperaturas de curación mayores de 180°C , por lo que en el caso de utilizar el autoclave queda completamente

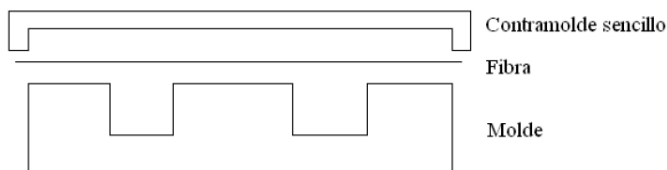


Imag. 13 Autoclave

rechazado utilizar el molde de fibra de vidrio. También habrá que tener en cuenta la inercia térmica, son máquinas muy grandes que hay que calentar. Es un proceso lento y muy caro pero en piezas para vehículos de competición es muy común utilizar el autoclave.

También existe la posibilidad de la utilización de mandrinos o moldes macho, existen mandrinos destructibles o hinchables.

Existen un tipo de moldes llamados moldes elastoméricos, funciona de la siguiente manera, son dos moldes, uno el que dará forma a la pieza y un segundo sencillo. Los dos



están herméticamente cerrados, entonces se le introduce presión entre las fibras y el contramolde sencillo y las fibras se adaptan al molde de la pieza.

Imag. 14 Molde elastomérico

Es un proceso muy difícil de llevar a la práctica.

A la hora de fabricar el molde existen dos maneras diferentes de llevarlo a cabo. La primera mecanizando directamente el negativo de la pieza, que normalmente se utiliza para moldes metálicos. Y la segunda forma el mediante un máster o modelo. Primero se fabrica la pieza en cualquier material y a partir de ahí fabricamos el molde para así fabricar en él la pieza de material compuesto. Es muy común en moldes para palas de aerogeneradores.

2.8.1. Calefacción del molde

El molde y la pieza se pueden calefactar de formas diferentes. Se puede utilizar un autoclave como ya se ha comentado anteriormente o utilizando un simple horno. También se puede calefactar el molde mediante resistencias eléctricas, con el cual tenemos el problema de aislamiento eléctrico y de temperaturas locales. Existen mantas calefactoras pero solo sirven para piezas pequeñas y no son capaces de alcanzar grandes temperaturas, normalmente no superan los 90-100°C, aunque para el tema de reparaciones suelen venir muy bien.

También se puede calentar mediante estufas o con gases a temperatura. Y se están probando aunque más en ámbito de laboratorios curado por microondas, curado por ultravioleta y curado por haz de electrones.

En nuestro caso nuestros recursos se limitan a un simple horno.

2.9. FABRICACIÓN

Aunque existen distintos métodos de fabricación se pueden plantear alternativas y crear nuevas soluciones y variaciones para la resolución de la pieza. Todos los métodos acaban teniendo un punto en común, depositar material sobre un molde del que se copiará la forma.

Aunque existen diferentes métodos de fabricación todos ellos tienen pasos comunes de fabricación, siendo estos la preparación del molde y en los casos en que sea necesario la aplicación del gel-coat. La preparación del molde se trata de una fase de preparación del desmoldeo, en el cual hay que aplicar desmoldeante. Estos pasos se utilizan en todo tipo de métodos ya que sino el material compuesto se quedará pegado al molde.

Las diferencias entre los distintos métodos no afectará al hecho de que haya que utilizar desmoldeante pero a partir de aquí los procesos de fabricación pueden variar radicalmente.

2.9.1. Métodos manuales

El mayor problema de estos métodos es que el operario influye mucho en el resultado final de la pieza. Estos métodos normalmente utilizan resinas que curan a temperatura ambiente y son las más sencillas, económicas y artesanales. Por otro lado las propiedades mecánicas son mucho más bajas que utilizando otros métodos.

Método manual por contacto

El proceso consta de un apilado de la fibra la cual se va impregnando en cada capa mediante un rodillo o brocha colocando todo ello en un molde ya preparado con el desmoldeante. Se impregna gradualmente para favorecer así la impregnación de todas las fibras y para evitar burbujas. A continuación se cura la pieza, que normalmente es a temperatura ambiente, y por último se retira la pieza del molde.

Normalmente el volumen en fibra de este tipo de piezas rondará el 25%, siendo esto muy variable.

Método manual por proyección

Para este método se utiliza una pistola en la cual se introduce resina y fibra y mediante aire a presión se proyecta en el molde. Se utiliza para piezas de tamaño grande y la fibra es siempre corta, solamente se utiliza con fibra de vidrio y matrices poliéster. El mayor problema es que es muy complejo de conocer el espesor de la pieza siendo este muy variable a lo largo de toda ella.

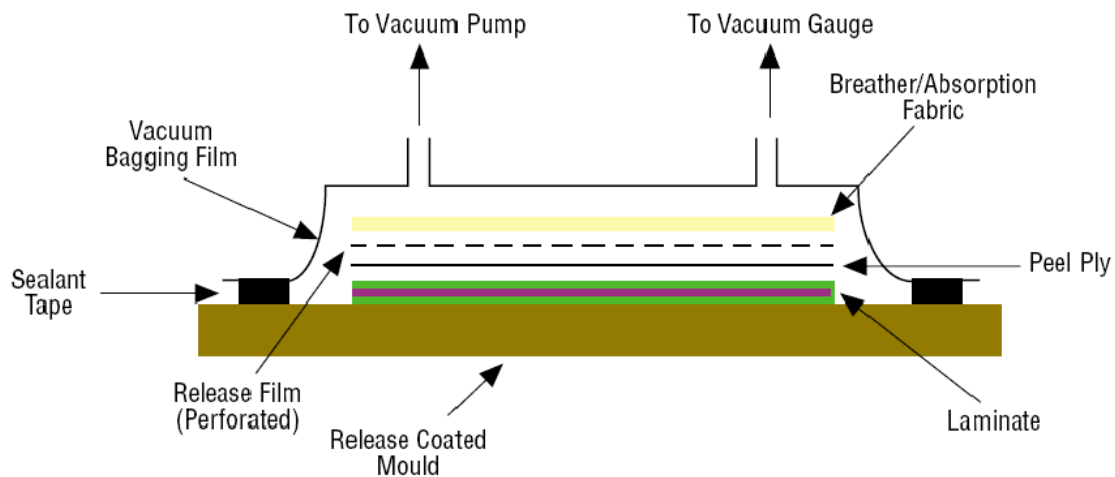
Los métodos manuales para la fabricación de nuestras piezas están totalmente descartados ya que necesitamos piezas con muy buenas propiedades mecánicas.

2.9.2. Método semiautomático

Los métodos semiautomáticos son todos aquéllos en los que se cuenta con apoyo externo en alguna de las fases del proceso de fabricación y normalmente es para ayudar en la fase de compactación de las capas. El método semiautomático es el método más utilizado en la industria.

Método semiautomático por bolsa de vacío

Este es el método más utilizado para la fabricación piezas de material compuesto. La bolsa de vacío lo que hace es compactar mejor las capas para obtener un mejor porcentaje de volumen en fibra de alrededor de 40-45%, o mayor. Mediante la presión atmosférica logramos obtener este efecto aunque necesitaremos otros complementos además de la bolsa de vacío para optimizar el proceso.



Imag. 15 Componentes bolsa de vacío

En la imagen podemos observar todos los componentes que necesitamos para fabricar una pieza mediante el proceso de bolsa de vacío. Como podemos observar tenemos el molde, el laminado y una serie de componentes que explicaré a continuación.

Peelply: Es un tejido fino, poroso y no adherente que al ser poroso nos sirve para controlar la rugosidad en la pieza final para, sí es el caso, pegar otro componente. Este componente sólo se utiliza en el caso de que dicha pieza deba ser pegada.

Release film: Esto es una capa de plástico antiadherente. Se utiliza para que los demás componentes no se queden adheridos a la pieza de material compuesto. Normalmente está perforada para dejar pasar el exceso de resina.

Breather: Es un tejido algodonoso que sirve para absorber el exceso de resina y permite el paso del aire para así tener un buen vacío por toda la bolsa.

Bolsa de vacío: Es un plástico capaz de deformarse y a su vez resistente que se adquiere sin mucho esfuerzo la forma del molde. A su vez son muy resistentes al calor ya que en algunos casos debe de soportar más de 200°C.

Sellador: es una masilla que sirve para cerrar herméticamente la bolsa, también debe soportar altas temperaturas.

Válvula para el vacío: Se coloca haciendo un agujero en la bolsa que se sella con masilla y sirve para poder colocar el tubo de la bomba de vacío.

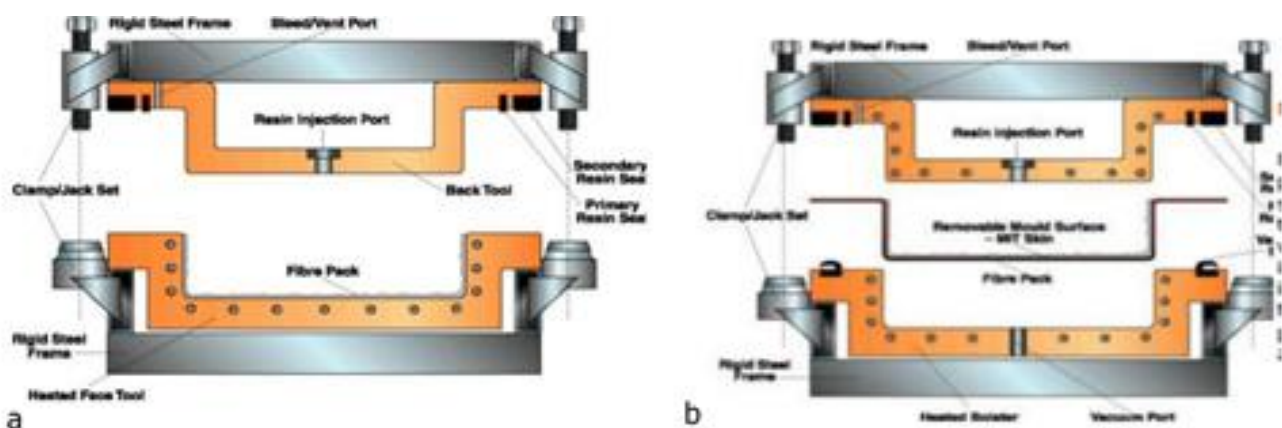
La cantidad de vacío y el proceso de curado depende de la resina que se utilice, el vacío se sincroniza con la evolución de las temperaturas.

Método semiautomático RTM (Resin Transfer Moulding)

En el método RTM nos encontramos con un molde y un contramolde, en el interior se coloca la fibra seca y estando todo cerrado se inyecta la resina. La propia resina crea una sobrepresión para la eliminación de posibles burbujas en el interior. Este sistema requiere de una gran inversión ya que requiere tener dos moldes por pieza y un sistema de inyección de resina a presión, pero por otro lado las dos caras de la pieza son buenas, produce piezas con un magnífico acabado superficial por ambas caras, podemos crear piezas con tolerancias muy ajustadas y muy buenas.

Este sistema utiliza resinas de baja viscosidad para una impregnación óptima y normalmente se utilizan prensas ya que se pueden llegar a alcanzar los 100 bares de presión. Al ser la mayor parte del proceso automático el resultado final no depende en gran medida del operario y por tanto no se necesita personal especial.

Mediante este método podemos fabricar piezas de espesores muy grandes, pudiendo llegar a alcanzar piezas de espesores entre los 60 – 80mm. Es un procedimiento que permite procesos de fabricabilidad en serie y se suele emplear mucho en automoción de gama alta.

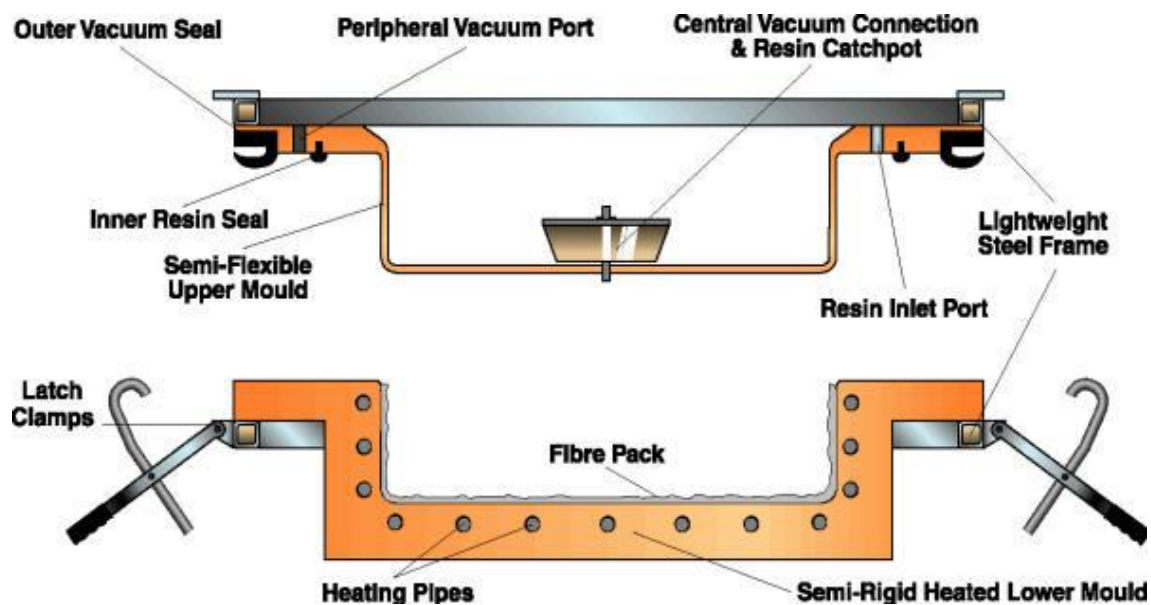


Imag. 16 Método RTM

Normalmente el tamaño está limitado por las dimensiones del molde o prensa, pero este sistema es ideal para hacer piezas en periodos de tiempo relativamente cortos ya que las resinas además de tener baja viscosidad normalmente se usan, además, de velocidad de curado alta.

Existe un proceso similar llamado VARTM en el cual se utiliza vacío el cual se puede hacer un uno o varios puertos y normalmente se trabaja a una presión de entre 3.5 y 7 bares. Esto se hace para evitar grandes presiones y utilizar moldes más manejables.

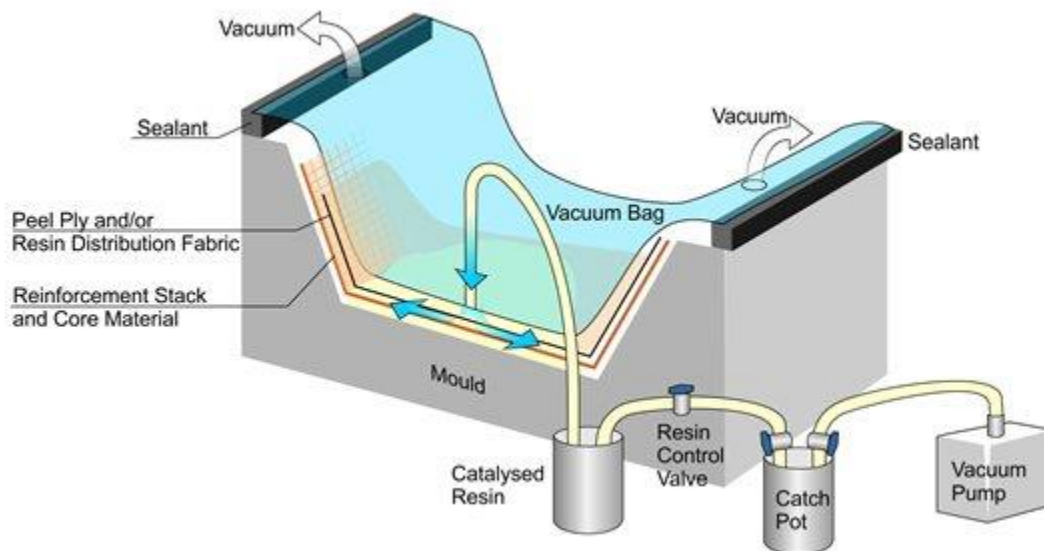
Los resultados son de una calidad fantástica y su fabricabilidad sigue siendo igual de buena.



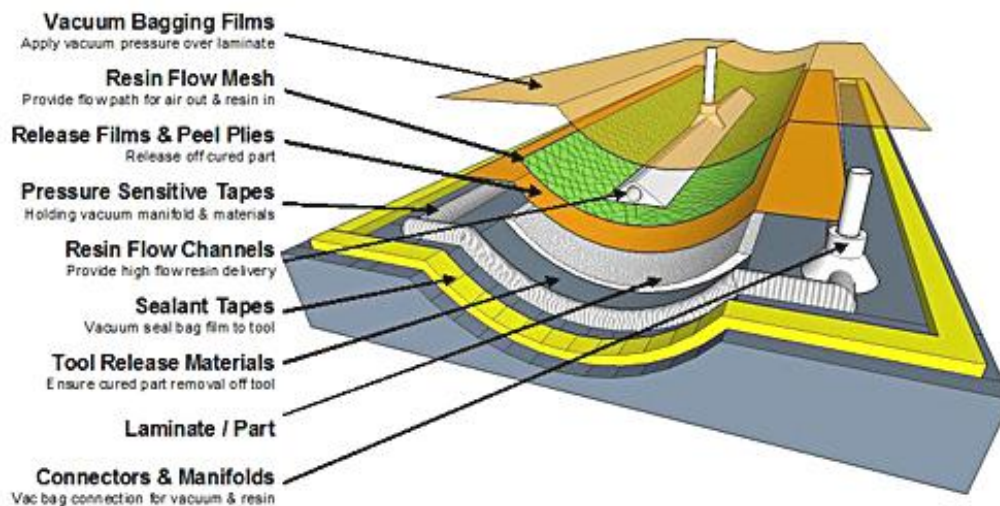
Imag. 17 Método VARTM

Método semiautomático RIM (Resin Infusion Moulding)

RIM es un proceso de fabricación en el que la resina se introduce mediante vacío. Se coloca manualmente el laminado de fibra sin impregnar en el molde se colocan los mismos componentes que en el caso de bolsa de vacío, y algunos para mejorar el impregnado, se hace vacío y por otro tubo irá entrando toda la resina necesaria para la fabricación de la pieza.



Imag. 18 Método RIM



Imag. 19 Componentes método RIM

Como se puede observar en la imagen hay componentes que se utilizan para mejorar la impregnación y optimizar el proceso para que la resina pueda llegar a todos los lados.



Imag. 21 Tubo en espiral

Uno de ellos es una malla que se pone por todo y sirve para que la resina fluya mejor por todo.

El otro es un tubo cortado en espiral para que cuando la resina entre fluya por todo el tubo a gran velocidad y así empieza a impregnar mejor por toda la pieza



Imag. 20 Malla

Con este método se puede lograr un mejor ratio fibra resina que en el

caso de bolsa de vacío, ya que permite un menor contenido en resina, se puede llegar a un volumen en fibra de alrededor del 60%. Además se obtiene un laminado más resistente. Es un sistema limpio y barato ya que evita el uso de resina durante el proceso de precompactación y permite fabricar superficies complejas.

Método semiautomático autoclave

El autoclave no es un método en sí mismo, sino que se considera una ayuda a otros procesos, es muy común utilizar el autoclave para mejorar el método de bolsa de vacío y la gran mayoría de las veces se utiliza con pre-impregnados. Mediante el autoclave se consiguen unas piezas de una calidad excepcional, las mejores que se pueden fabricar, con un volumen de fibra de 70 – 80%. Las piezas salen mejor curadas, más densificadas, más homogéneas y con menor porosidad.

Su principal desventaja es su elevado coste ya que para piezas un poco grandes se necesitan autoclaves de gran capacidad y esto requiere una gran inversión además del complejo mantenimiento. Además este sistema tiene una carencia de producción muy grande lo cual también hace que sea más caro producir en cantidad.

El autoclave se utiliza fundamentalmente en aeronáutica y en componentes automoción para vehículos de competición.



Imag. 22 Autoclave aeronáutica

2.9.3. Métodos automáticos

Los métodos automáticos se centran en la fase de deposición de las capas y en la mayoría de los casos se complementa con las técnicas ya vistas. Lo único que puede haber es el sellado de las bolsas de vacío.

Método automático, pultrusión

Este es el único método proceso de fabricación que se puede hacer de manera continua, siempre es un perfil rígido de sección constante y longitud no limitada. La pultrusión consiste en hacer pasar fibras dentro de una boquilla caliente, en el interior se esparce la resina y a continuación se va curando y ya al salir aparece ya la pieza terminada. Por lo que el proceso consta de un impregnado, conformado, curado y corte. Hoy en día incluso se puede fabricar con huecos internos.

Se usa para fabricar formas estructurales como vigas, canales o tubos. Por cómo se fabrica las piezas la fibra siempre va orientada en la dirección longitudinal, con esta técnica se consiguen piezas con unas resistencias muy altas, pero sólo en una dirección.

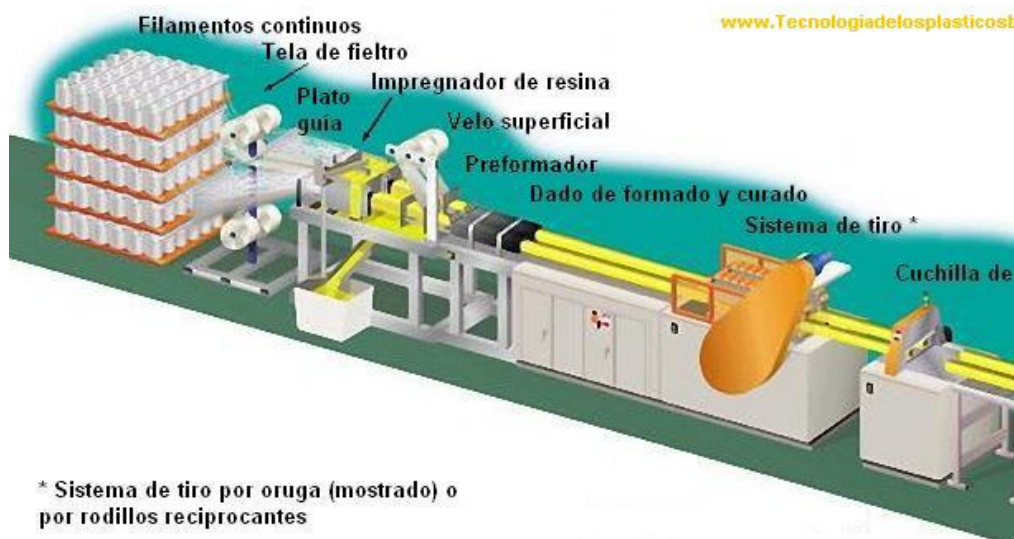
Las ventajas es que es un proceso continuo y muy rápido, se controla de manera muy precisa la cantidad de resina, son productos de elevada resistencia y se elimina la elaboración de preforma de fibras.

Por el contrario está limitado a componentes de sección transversal constante y al tener una única dirección de las fibras provoca que sus aplicaciones sean limitadas.

Estas piezas son las más baratas que hay en el mercado y siendo piezas de gran calidad.



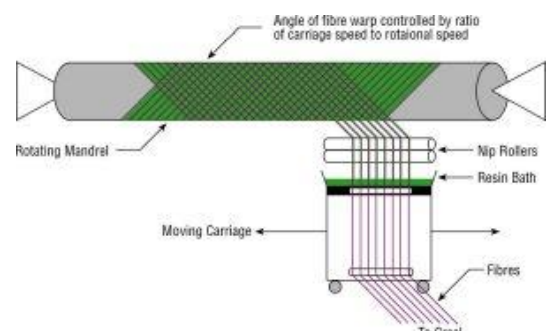
Imag. 23 Perfiles por pultrusión



Imag. 24 Proceso de fabricación pultrusión de materiales compuestos

Método automático, filament winding

Esto es una tecnología de bobinado que sirve para hacer componentes en los que va a tener una presión interna muy grande o para piezas que vayan a trabajar mucho a torsión. Se fabrican con este método piezas con grandes diámetros y puede llegar a velocidades de fabricación de hasta 750Kg/h, produciendo unidades de más de 200m² de superficie.



Imag. 25 Método filament winding

Para la fabricación se suele utilizar un molde desechable que se vaya a quedar dentro de la pieza de fibra para siempre. Esto se debe a que se fabrica estirando la fibra y por tanto luego sacar el molde es muy complicado.



Imag. 26 Ejemplos de filament winding

Método automático, ATL (Automatic Tape Laying) o encintado automático

Es un proceso que solamente se utiliza en aviación, en este método una máquina coloca una banda de preimpregnado creando la pieza tal y como se requiera. Siempre es necesario utilizar una bolsa de vacío en el curado y casi con toda seguridad se utilizara un autoclave. El prepreg se introduce en la máquina en rollos y normalmente es unidireccional.

El problema de estas máquinas es que no son capaces de colocar las bandas de forma que no sean rectas, no pueden trazar curvas, se puede cortar la banda longitudinalmente para poder trazar la curva pero es bastante complejo y para ello ya existe otra máquina.

Estas máquinas son realmente caras y extremadamente complejas.

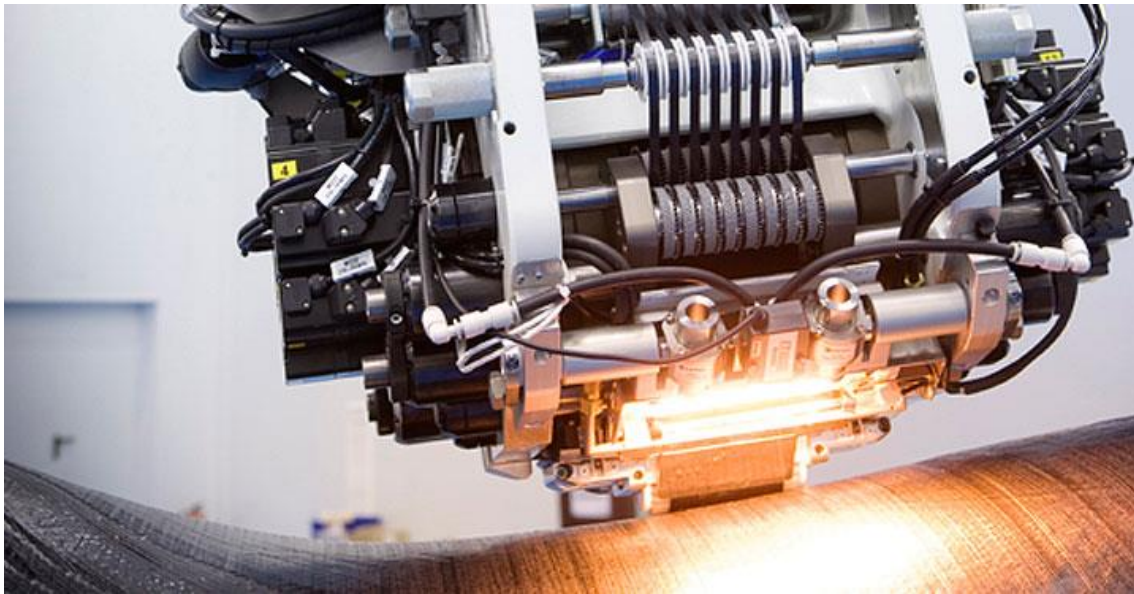


Imag. 27 Máquina de ATL

Método automático, fiber placement

La diferencia con las máquinas de ATL es que la fiber placement coloca fibra a fibra, o mejor dicho tow a tow (un pequeño conjunto de fibras). De esta forma podemos describir todas las curvas que queramos y podemos fabricar todo lo compleja que sea la pieza de material compuesto.

Este es el método más complejo, más moderno, el de mejor resultado y por ello el más caro. Únicamente se utiliza para piezas realmente complejas, exigentes y normalmente para aeronáutica, trasbordadores espaciales o satélites.



Imag. 28 Máquina de fiber placement



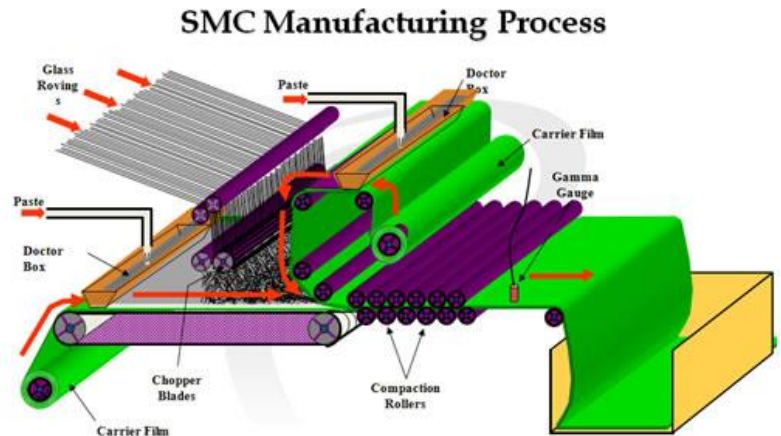
Imag. 29 Entrada de la fibra en la máquina de fiber placement

Se puede utilizar o tow-preg o impregnar el tow en el cabezal de la máquina.

Método automático, SMC (sheet moulding compound)

Este método es para utilizar con matrices termoestables, y con fibra corta de refuerzo, normalmente entorno a los 25mm de longitud de la fibra. El volumen en fibra puede variar de forma considerable, entre un 10% hasta un 60%.

La fabricación del SMC es, al igual que el método por pultrusión, un proceso continuo, la fibra corta se deposita sobre la superficie de una pasta y a continuación se enrolla la pasta en bobinas, colocando una película antiadherente sobre la capa superior de modo que al enrollarlo las diferentes capas no se pegan. De esta manera se almacena hasta el conformado final, es posible que haya que almacenar en temperatura controlada.



Imag. 30 Método SMC

Para finalizar la pieza se introduce en un molde prensa que le dará la forma final a la pieza.

Método automático, BMC (Bulk moulding compound)

El proceso del BMC es similar al SMC pero en vez de obtener una lámina obtenemos una masa con cierta viscosidad, se puede compactar o incluso inyectar. El volumen en fibra es menor, entre un 10% y un 30%. La longitud de la fibra también es menor en torno a 12.5mm.

Este proceso de fabricación permite realizar piezas con geometría muy compleja excelente acabado superficial y elevadas propiedades mecánicas.

Método de fabricación escogido

Teniendo en cuenta los recursos de los que disponemos, en un principio se planteó únicamente utilizar el método de bolsa de vacío, pero se me recomendó utilizar autoclave. Al ser demasiado costoso yo mismo desarrolle un método parecido al RTM pero a la vez diferente. Todo ello lo explicaré más adelante más detalladamente.

3. BASTIDOR

3.1. DISEÑO CONCEPTUAL

En ediciones anteriores el bastidor se diseñó y fabricó con tubos de acero. En esta edición tenemos la posibilidad de utilizar la material compuesto ya que contamos con los conocimientos necesarios para realizarlo. Para evitar geometrías complejas en la fibra se ha optado por hacer un diseño híbrido siendo el aluminio el material a utilizar para los componentes con dichas geometrías.

Solución adoptada:

Por tanto el bastidor está compuesto por: la pipa de dirección, con la entrada de aire, es una pieza compleja por tanto será de aluminio, a esta pieza irán pegadas las dos vigas de fibra de carbono a las cuales también estarán pegados los dos soportes laterales del motor y al final del todo, la parte en la que se engancha el motor, el basculante y el amortiguador trasero todo ello de aluminio. Con lo cual lo único que ira de material compuesto serán las dos vigas.

3.2. DISEÑO DE VIGAS DE MATERIAL COMPUESTO

3.2.1. Geometría

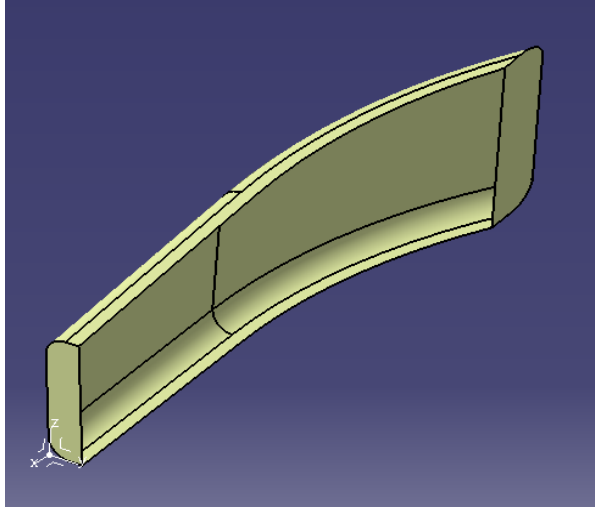
La geometría general del bastidor consta de una pipa de dirección, donde va el eje que controla la horquilla delantera, dos vigas que van desde la pipa hasta la parte trasera donde van los soportes traseros los cuales tienen varios componentes. De fibra únicamente serán las vigas y unos soportes que sujetarán el motor por la zona más alta del mismo.

El primera pauta de diseño la hice pensando únicamente en la geometría, en esta edición de Motostudent vamos a utilizar los mismos parámetros geométricos de la edición pasada, por ello ya tenemos una primera idea de la forma que puede tener nuestro bastidor.

Desde el primer momento decidí hacer todas las piezas parametrizadas en CATIA para así poder cambiar la geometría libremente sin tener que hacer una pieza nueva cada vez que quiera modificarla. Para el posterior análisis por elementos finitos se me recomendó hacer las piezas por superficies.

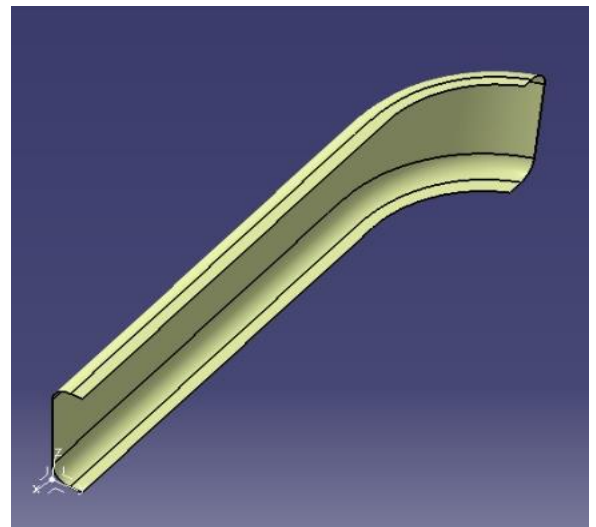
La geometría que me pareció la más óptima fue hacer una viga de sección en C, ya que hacer una sección cerrada sería complicado de fabricar. Las bicicletas hechas de fibra de

carbono disponen de prensas y globos a medida que se hinchan en la parte interior capaces de aguantar grandes temperaturas, nosotros como no podemos disponer de todo ello decidí plantear distintas alternativas de las vigas con la sección en C.

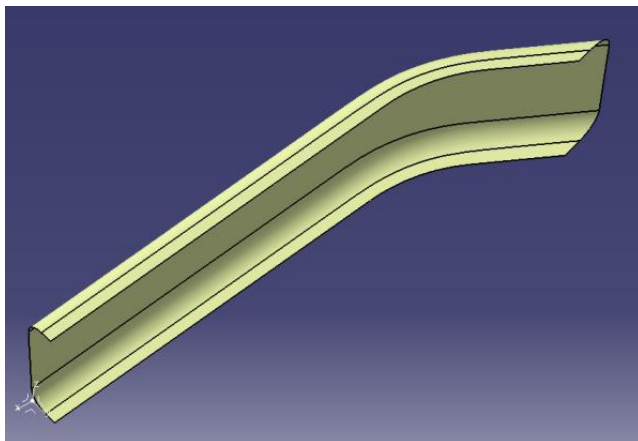


Imag. 31 Viga carbono, alternativa 1

El segundo caso tiene el pegado con la pipa de la dirección de forma circular, si la pieza de carbono o la de aluminio no están perfectamente fabricadas podría darse el caso de bolsas de aire u oquedades en la superficie de pegado.



Imag. 32 Viga carbono, alternativa 2

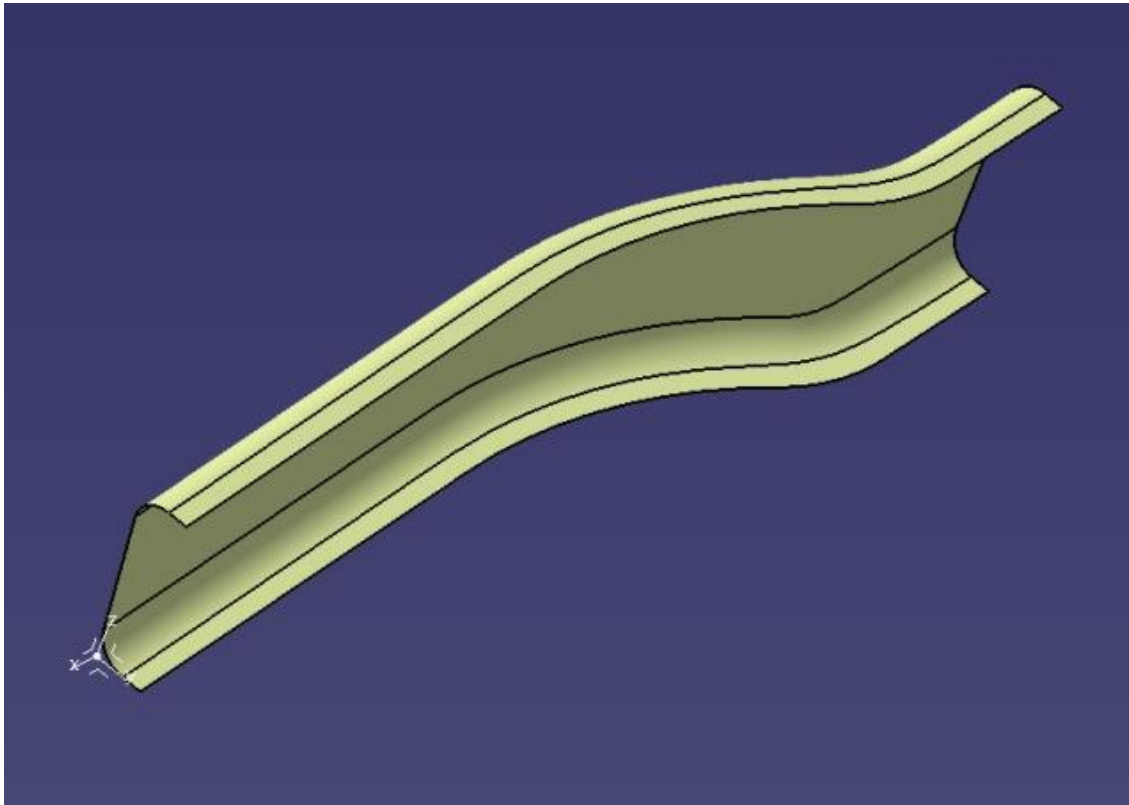


Imag. 33 Viga carbono, alternativa 3

Rediseñe la pieza introduciendo una zona de pegado con la pipa de la dirección plana, pero el problema es que el pegamento trabajara en algunas zonas a tracción lo cual el pegamento no trabaja especialmente bien. Los pegamentos como mejor trabajan siempre es a cortante, si una en una zona el pegado trabaja a tracción puede fallar. Estas piezas tienen una gran importancia ya que es la estructura principal de la moto. Las

piezas puede que nunca fallen pero puede que lo haga el pegado, es por ello que es de vital importancia que el pegado trabaje lo mejor posible, que como ya he expresado es siempre a cortante o a compresión. Por todo ello esta alternativa queda descartada.

Por todo se llegó a un resultado como este:



Imag. 34 Viga carbono, alternativa 4

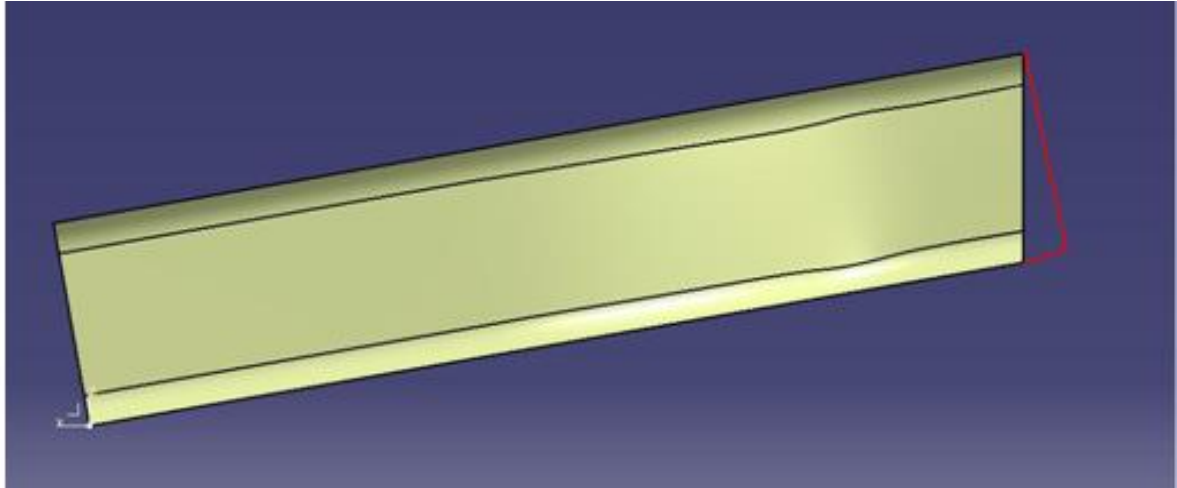
Con esta forma el pegado con el aluminio siempre trabajara a cortante, que es como mejor trabaja el pegamento.

A partir de ahora queda optimizar la geometría según los esfuerzos en las vigas y desarrollar un laminado óptimo para que la pieza lo mejor posible y tenga una rigidez suficiente.

Molde específico para estas piezas

Como únicamente se van a fabricar dos piezas de fibra de carbono no necesitamos moldes de gran durabilidad. Por otro lado, para que el producto final no sea excesivamente caro creo conveniente utilizar moldes de fibra de vidrio.

Las vigas de la moto el problema que tienen es que en un principio no son dos piezas iguales y por tanto se debería usar un molde para cada pieza, pero por otro lado son simétricas y gracias a su geometría se pueden hacer dos piezas iguales y después de ser fabricadas se cortan de manera que acaben teniendo cada una la geometría correspondiente. De este modo podemos abaratar costes y utilizar un solo molde. Incluso podríamos fabricar uno de acero.



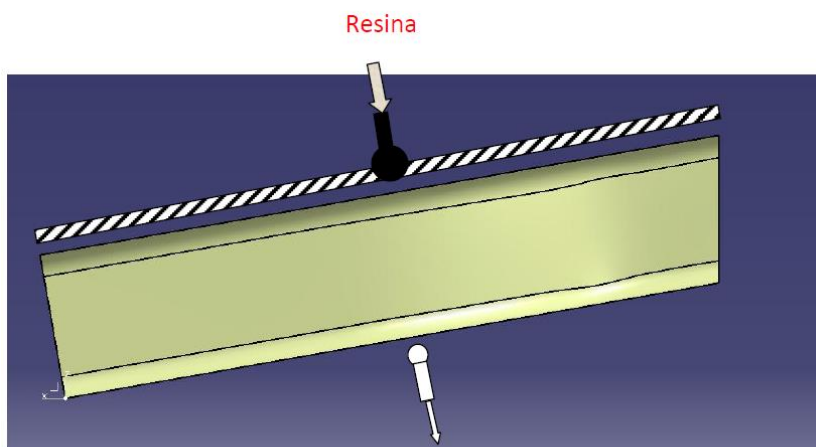
Imag. 35 Molde alternativa 4

Fabricación

El método más eficaz y barato para este tipo de piezas es el semiautomático. En un principio únicamente utilizaríamos el método de bolsa de vacío, aunque si tenemos la opción de utilizar el método semiautomático RIM (resin transfer moulding) obtendríamos unas piezas de mejores propiedades.

Para las zonas de pegado después de la fabricación deberán de ser lijadas para conseguir una rugosidad específica para que el pegado sea el correcto.

Si al final tenemos la oportunidad de poder utilizar este método por infusión, el método de trabajo sería el siguiente. Como siempre preparamos el molde, a continuación introducimos las fibras secas y colocamos el Peelply, el Release film y el Breather. Para este método se colocan los tubos agrietados por los que pasara la resina a la fibra. Como diseño de este proceso lo que yo propongo es lo siguiente:



Bomba de vacío

Imag. 36 Infusión de la alternativa 4

Pondríamos en el lado más largo de la viga el tubo agrietado con la entrada de resina y al otro la bomba de vacío. La viga no es especialmente ancha tendrá entre 10 y 15 cm, yo imagino que con un solo punto de extracción de vacío se impregnaran todas las fibras sin ningún problema.

Mediante este método obtendremos una pieza con un ratio fibra resina mucho mejor, de hasta más de 60% pero el problema es que se necesitan resinas de muy baja viscosidad.

Por otro lado también cabe la posibilidad de utilizar prepreg y entonces sólo utilizaremos la bolsa de vacío.

Materiales

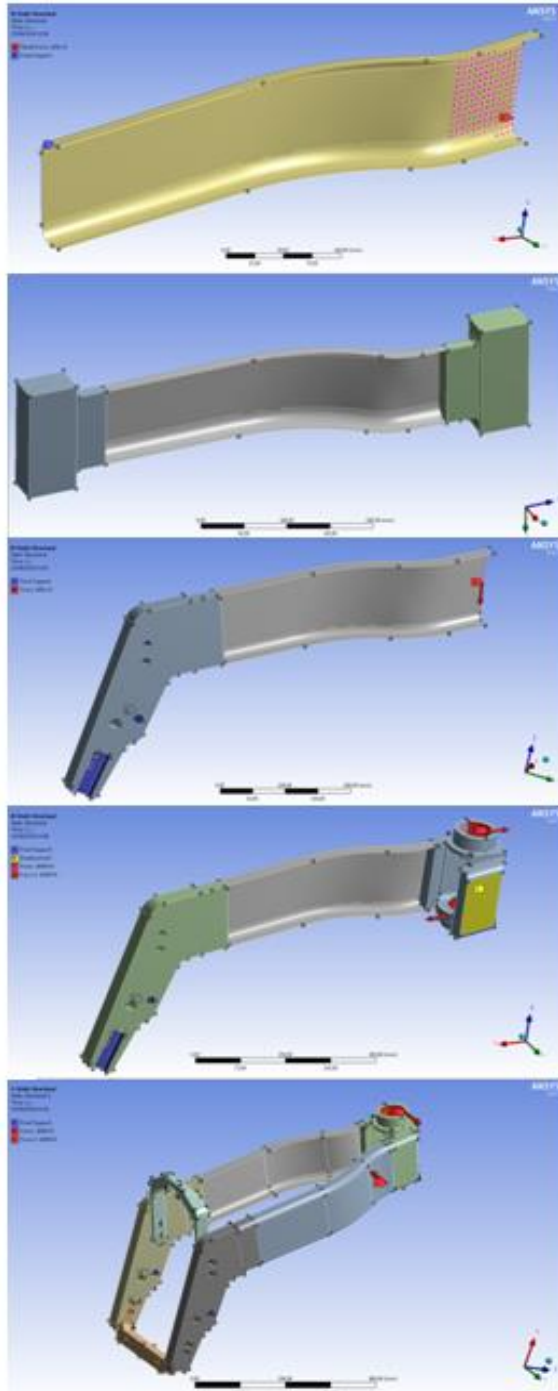
ANSYS tiene una librería de materiales compuestos, de los cuales yo he escogido el de las fibras con un módulo menor, las cuales representan los materiales de fibra industrial, no aeronáutica. Y la matriz es epoxi. He escogido utilizar el material como si se fabricase en mojado ya que esto en el caso de que al final sea prepreg lo único que hacemos es introducir un coeficiente de seguridad. Por último he hecho diferentes pruebas utilizando tejido de $0^{\circ}/90^{\circ}$ y unidireccionales.

	A	B	C	
1	Data Source		Location	
9	Fluid Materials			!
10	Composite Materials			!
*	Click here to add a new library			

Outline of Composite Materials				
	A	B	C	D
1	Contents of Composite Materials		Add	Source
2	Material			
3	Epoxy_Carbon_UD_230GPa_Pregreg			
4	Epoxy_Carbon_UD_230GPa_Wet			
5	Epoxy_Carbon_UD_395GPa_Pregreg			
6	Epoxy_Carbon_Woven_230GPa_Pregreg			
7	Epoxy_Carbon_Woven_230GPa_Wet			
8	Epoxy_Carbon_Woven_395GPa_Pregreg			
9	Epoxy_EGlass_UD			
10	Epoxy_SGlass_UD			
11	Epoxy-EGlass_Wet			
12	Honeycomb			
13	Resin_Epoxy_ampreg_22			

Imag. 37 Materiales compuestos ANSYS

Para poder analizar las piezas de fibra de carbono tuve que aprender a utilizar el programa ANSYS Workbench, y el complemento ACP, que no es más que un módulo específico para analizar piezas de materiales compuestos.



Imag. 38 Análisis de pruebas

Para comenzar opte por hacer distintas pruebas con distintas configuraciones para así ver cuál es la forma más correcta de hacer los análisis, de esta forma quería buscar los resultados más realistas posibles.

En un principio utilicé únicamente la viga para la simulación, esto no aporta mucha información sobre las zonas de pegado.

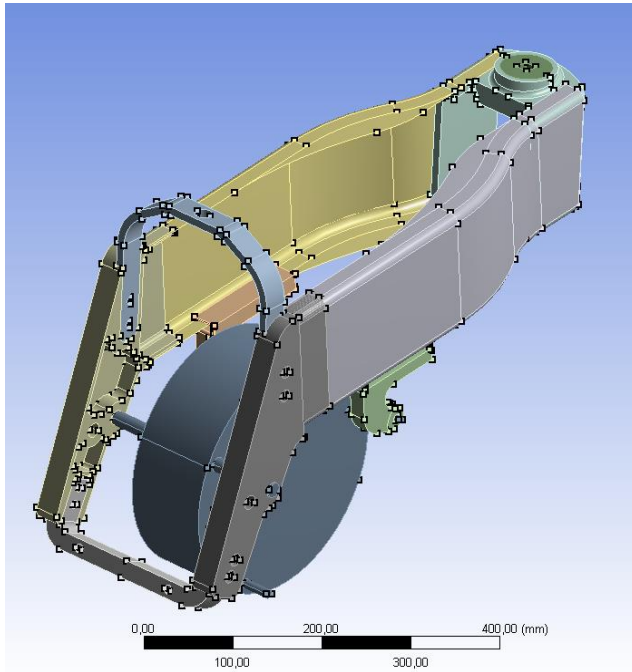
A continuación utilice dos piezas para simular el contacto con las piezas de aluminio y ver el comportamiento de la fibra.

De esta manera descubrí que sería mucho mejor utilizar las propias piezas de aluminio del bastidor completo.

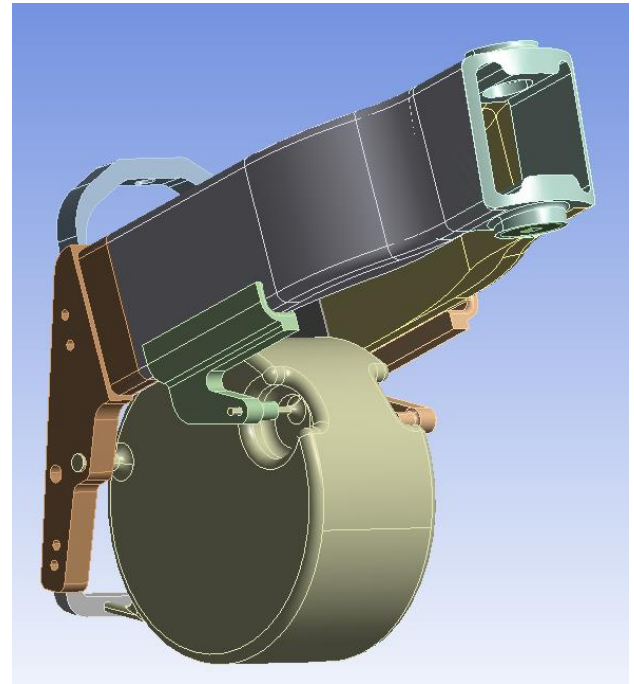
Primero lo intente de manera que se utilizaban la menor cantidad de piezas posible, pero esto nos limitaba a solo unos pocos casos de cargas.

Al final simule el bastidor completo y pude hacer el primer análisis de rigideces y de cargas.

Las vigas las mejore introduciendo más material donde más se necesitaba que es en el codo de las mismas.



Imag. 39 Análisis con motor 1



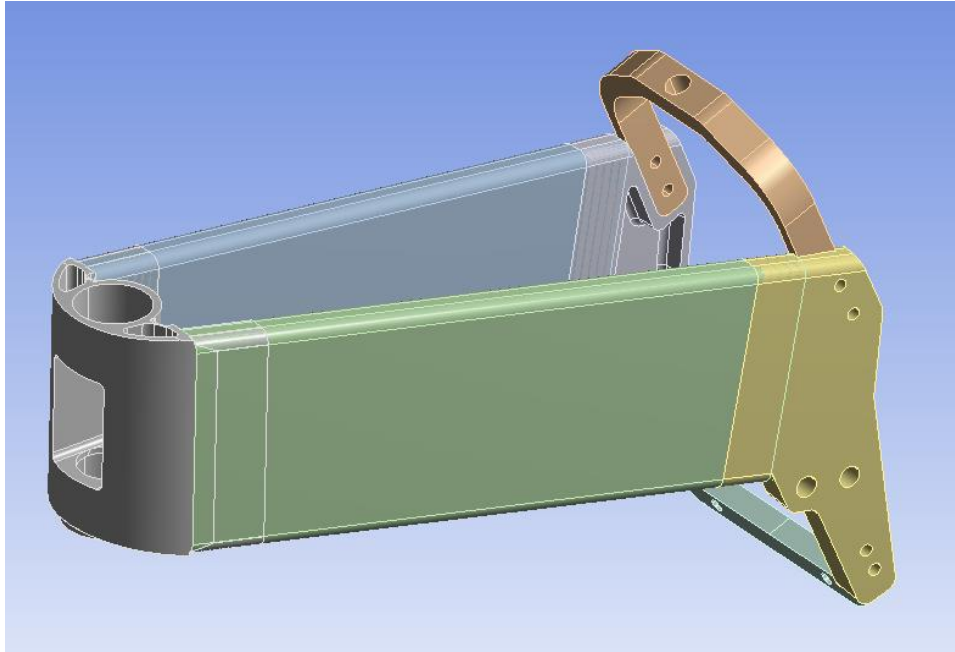
Imag. 40 Análisis con motor 2

Para que los análisis se efectúen de manera en que contemos con el motor se introdujo una pieza completamente rígida. Esto me trajo muchos problemas de contactos y demás y al final tuve que descartar utilizar este tipo de elementos. También se hizo lo mismo introduciendo rodamientos infinitamente rígidos simulando los rodamientos de la pipa de la dirección. El problema es que me creaban superficies indeseables en el módulo de materiales compuestos lo cual me complicaba mucho plantear la simulación.

Por otro lado cree anclajes superiores de distintas formas para poder hacer un análisis óptimo, lo cual también me trajo muchos problemas ya que el módulo de materiales compuestos hace la extrusión hacia uno de los lados de la superficie creada y para el tema de los contactos no es nada fácil introducir piezas que vayan pegadas en las dos caras de las vigas de material compuesto.

Cuando analicé las rigideces me di cuenta de que no eran suficientes e incluso los análisis FEM no eran del todo buenos, por ello había que replantearse toda la geometría del bastidor. Para ello volvimos a intentar hacer un bastidor con piezas de fibra de carbono de sección cerrada, con el objetivo de conseguir fabricarlas.

Este fue el primer diseño que planteamos.

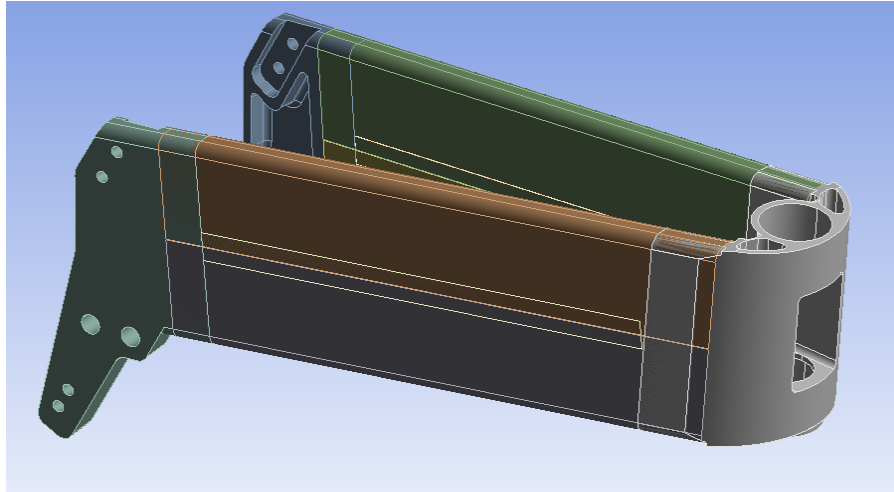


Imag. 41 Viga carbono, alternativa5

Como estas piezas no pueden ser fabricadas, mediante los recursos que disponemos, decidimos hacer cada viga en dos mitades. El corte iría por la línea neutra de la viga y las dos mitades irían unidas mediante vendas hechas a su vez del mismo material de la viga.

A su vez, el que las vigas tuviesen un codo significa que a la hora de fabricar en la tela de fibra se crearían dobleces por lo que hay que ir haciendo cortes progresivos para que no ocurra este efecto. Esto también limita el análisis ya que es difícil simular estos cortes en las telas que además hace que caigan las propiedades mecánicas. Por todo ello se decidió hacer las vigas de fibra de carbono lo más simples posibles para que tengan las mejores propiedades en todos los aspectos, y por ello las vigas se diseñaron rectas.

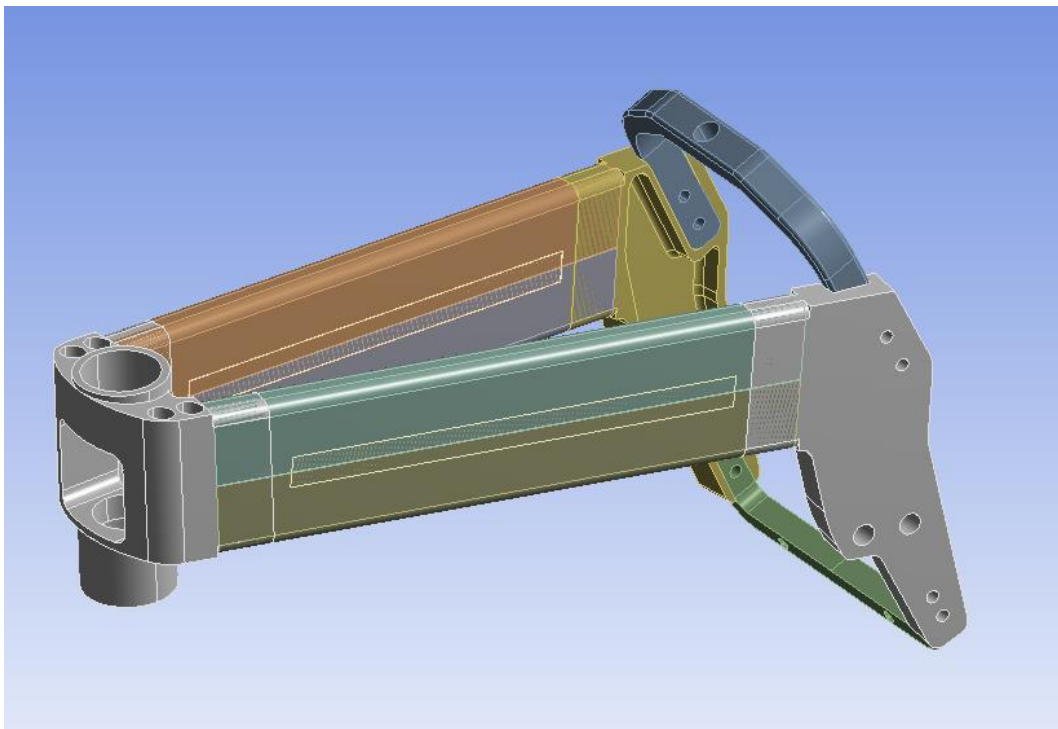
El resultado de todo ello dio lugar a este diseño:



Imag. 42 Viga de carbono, alternativa 6

Las vendas que se pueden observar en la foto están colocadas por dentro de las vigas, esto se debe a que para el análisis FEM necesito que todos los componentes que vayan en contacto con las vigas estén en uno de los lados de las superficies. Como el pegado con las partes de aluminio van por la parte interna de la viga, las vendas también deben de ir por la parte interna.

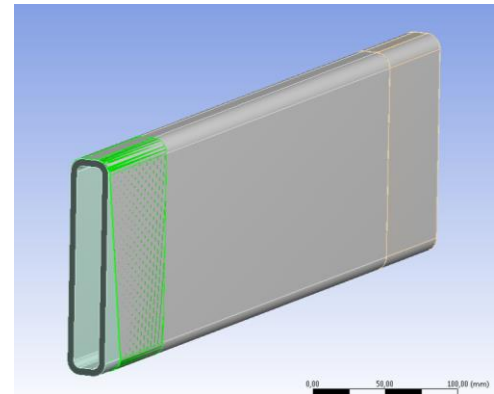
Con los primeros análisis FEM ya se puede ver claramente como nos excedimos con la altura de las vigas y pudimos observar como en la maqueta quitamos mucho sitio para poder introducir otros componentes. Este diseño es demasiado rígido y voluminoso por ello volvimos a replantearlo con una altura menor.



Imag. 43 Viga de carbono, alternativa 7

Con esta geometría comencé a analizar de forma más precisa el pegado entre componentes y ver qué problemas acarrearían este tipo de simulaciones.

Uno de ellos es que ANSYS no tiene este tipo de unión o no he podido aprender a utilizarla, para ello creé una pieza de espesor 0.35mm y le doy las propiedades convenientes.



Imag. 44 Análisis pegado

Si introduces en ANSYS un conjunto con piezas en contacto ANSYS las detecta automáticamente y a continuación tienes la posibilidad de elegir el tipo de contacto que quieres. Entre todos los tipos de contacto que hay el más simple es el Bonded que significa que la unión es rígida. Esta es la mejor opción que tolera ANSYS se ha intentado hacer muchas simulaciones sin fricción o con una dada y con otros métodos pero acarrear muchos problemas y no hemos conseguido hacer ninguna simulación que no sea con la unión rígida.

Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Bonded
Behavior	No Separation
Trim Contact	Frictionless
Trim Tolerance	Rough
Suppressed	Frictional
	Forced Frictional Sliding
	NO

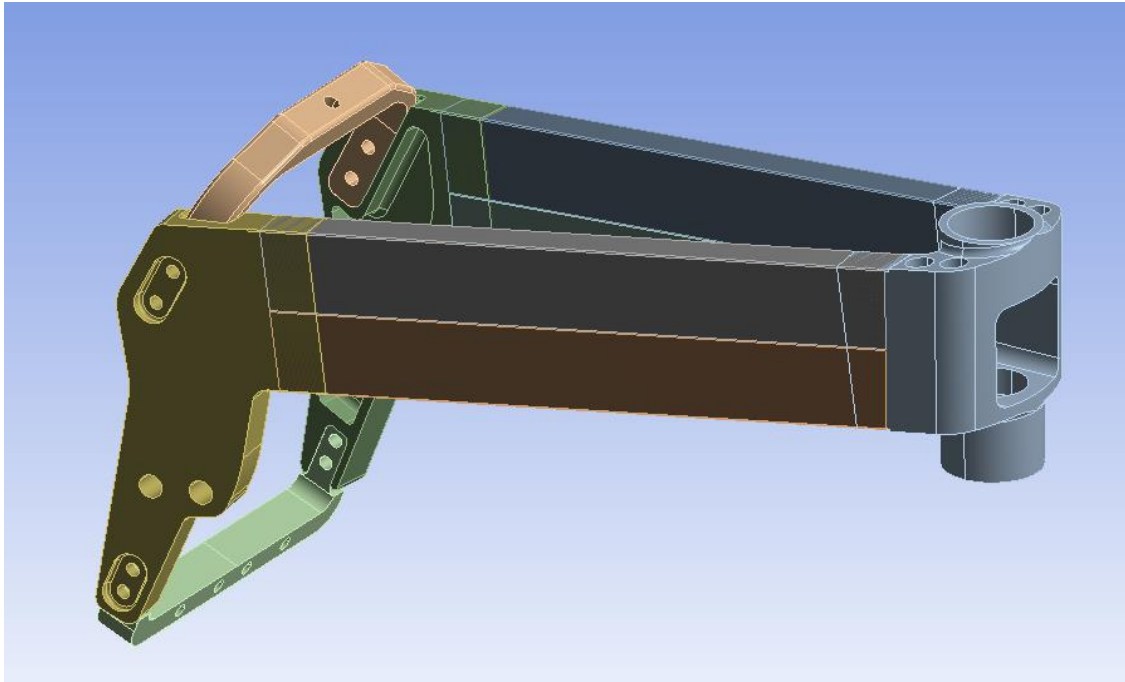
Imag. 45 Tipos de contacto, ANSYS

Molde

Con esta geometría de la viga ahora podemos utilizar un molde de acero, ya que al ser una viga recta podemos utilizar un perfil de acero comercial. Esto nos limita la geometría, el molde es hembra por lo que la fibra hay que colocarla por el interior del molde. De este modo la cara que irá vista tendrá un buen acabado superficial, mientras que el interior no.

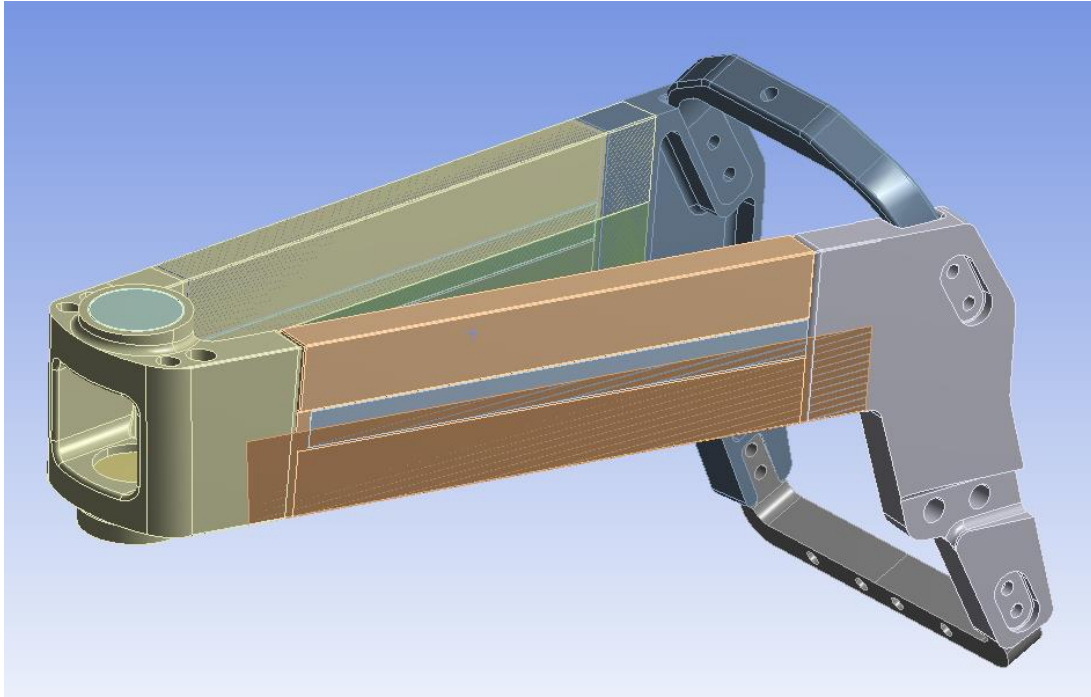
El problema es que en primer lugar hay que conocer el espesor que va a tener la pieza de fibra para poder escoger la viga de acero correcta y así dimensionar de forma precisa las piezas que van pegadas a la fibra.

En el primer diseño con esta configuración los radios de las vigas de fibra de carbono son bastante grandes y ahora que vamos a utilizar una viga de acero para nuestro molde este nos limita los radios. Normalmente el radio que tienen las vigas de acero es de dos veces el espesor, y para las dimensiones de viga que necesitamos el espesor máximo que nos podemos encontrar es de 2mm por lo que el radio exterior es de 4mm. Pero en nuestro caso el radio que nos interesa es el interior que es prácticamente inexistente, por ello para la simulación utilizamos unos radios muy pequeños.

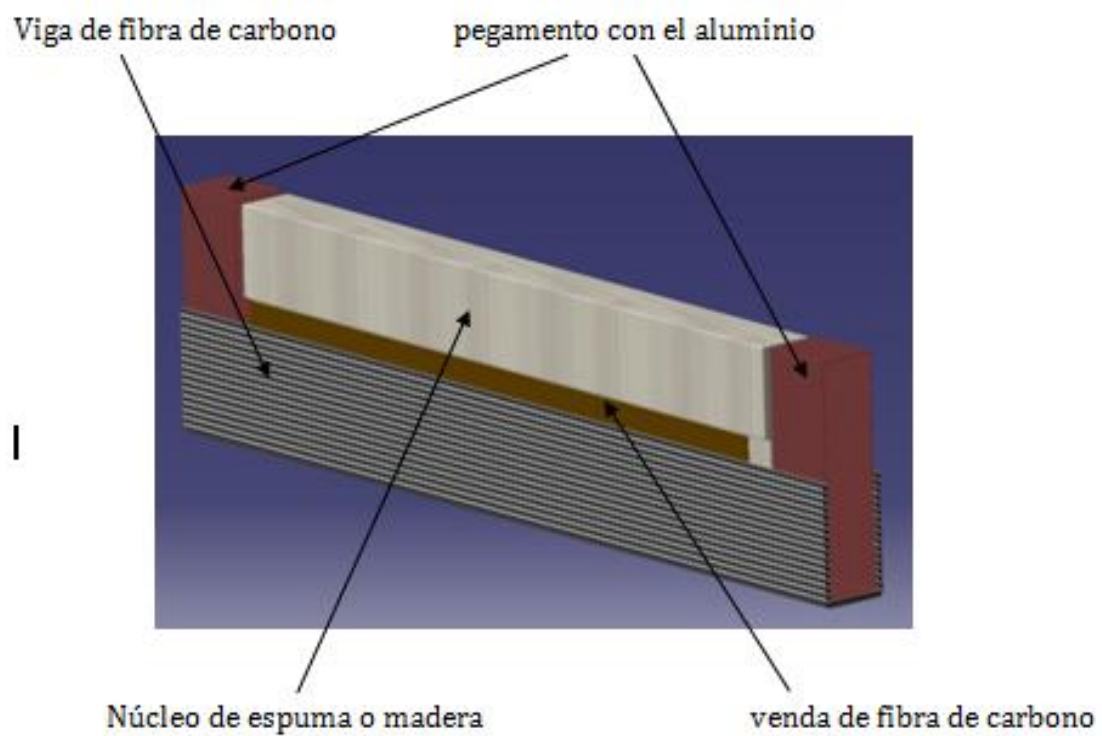


Imag. 46 Viga de carbono, alternativa 7 con bordes sin redondeo

Después de varios análisis quise mejorar la rigidez del bastidor y para ello utilicé un núcleo dentro de las vigas. El material que se utilizaría para dicho objetivo es la madera de balsa o espumas específicas para este tipo de piezas de material compuesto.



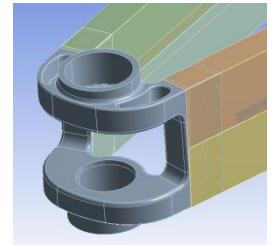
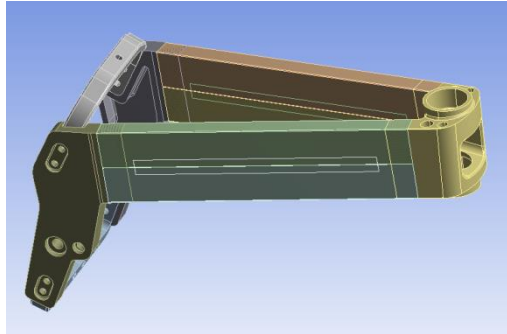
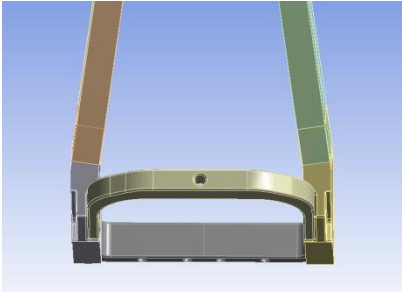
Imag. 47 Viga de carbono, alternativa 7 con núcleo



Imag. 48 componentes de las vigas con el núcleo

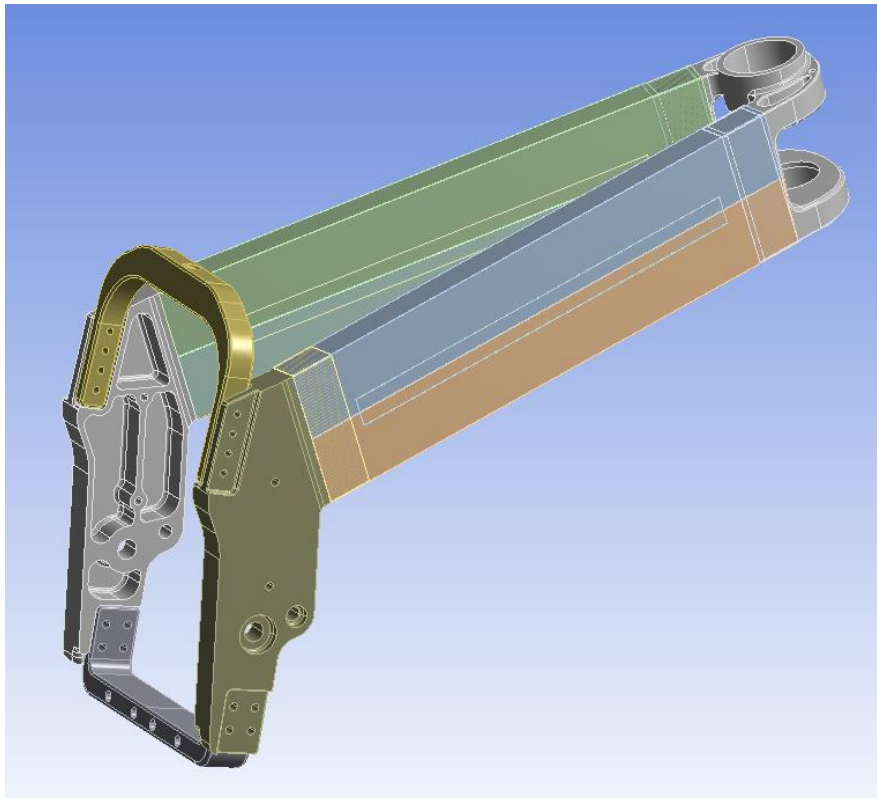
El problema vino cuando a la hora de hacer el mallado la espuma al ser de gran volumen se creaban muchísimos elementos y mi ordenador era incapaz de soportar un análisis con tantos elementos. Por ello intente reducir el número de nodos pero ANSYS automáticamente me lo mallaba más fino ya que si no era incapaz de hacer bien los cálculos. Por ello dejé de intentar simular las vigas con el material de relleno.

Después de varios cambios en el aluminio la geometría de las vigas cambio, pero no muy significativamente.



Imag. 49 Cambios del aluminio

El resultado final de todo el conjunto es el siguiente:



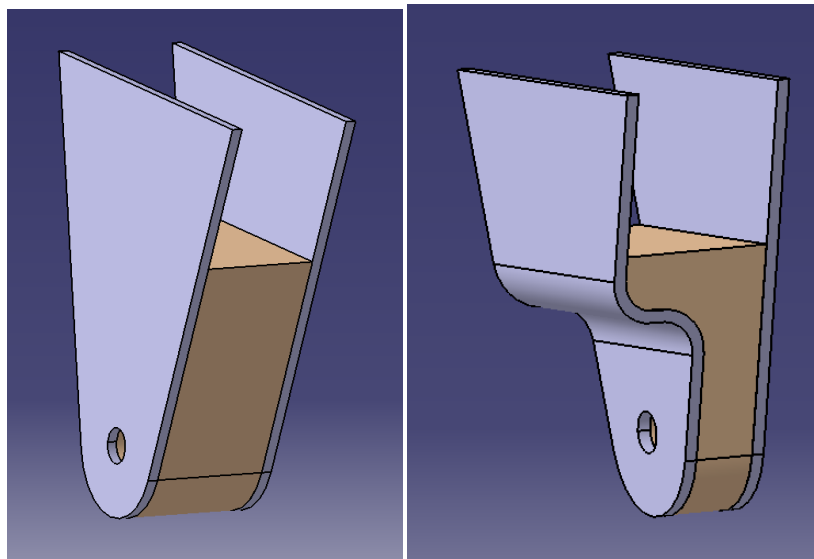
Imag. 50 Alternativa y solución adoptada

3.2.2. Soportes superiores

Después de distintas alternativas planteadas en aluminio se planteó otra en material compuesto.

Estas piezas no deberían de soportar grandes cargas, su única función es la de mantener el motor en su sitio, ya que como está planteado el bastidor, la parte superior del motor queda un tanto descolgada y con estos soportes arreglaremos ese problema.

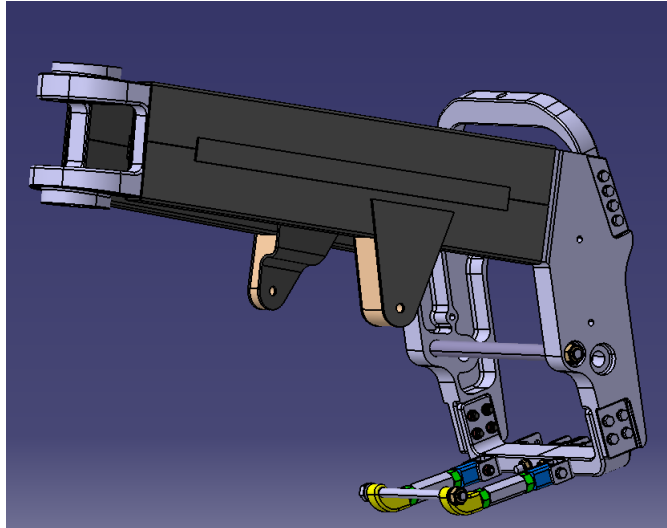
Para que no exista gran esfuerzo en estos componentes se introduce un casquillo de nylon para que la deformación de este absorba gran parte de la fuerza y atenúe las vibraciones producidas por el motor.



Imag. 51 Soportes superiores

Las piezas están compuestas por dos chapas de fibra de carbono con un núcleo de madera laminada.

Las chapas de fibra irán pegadas a las vigas de fibra de carbono. El soporte derecho forma una curva para que no entre en contacto con el motor.



Imag. 52 Conjunto completo

3.3. DISEÑO DE COMPONENTES DE ALUMINIO

3.3.1. Geometría

Se ha intentado que la geometría de los componentes de aluminio no sea demasiado compleja para que los costes de fabricación no sean tan altos, intentando que su peso sea el mínimo siempre y cuando el componente resista los esfuerzos a los cuales está sometido.

Como ya se dijo en el apartado 3.1 de diseño conceptual, los componentes de aluminio serán los siguientes:

- Pipa de la dirección
- Soporte trasero del motor
- Soporte de los links
- Soporte del muelle
- Soporte-tensor inferior del motor
- Soportes laterales del motor (Alternativas)

3.3.2. Pipa de la dirección

Por su funcionalidad, debe disponer de un alojamiento para los rodamientos de la dirección. Dispondrá de una sección hueca para la entrada del airbox. Debido al diseño de nuestro bastidor, la pipa tiene que tener una zona a en la cual se pegará las vigas de material compuesto y por último, la distancia entre tijas, la cual influye

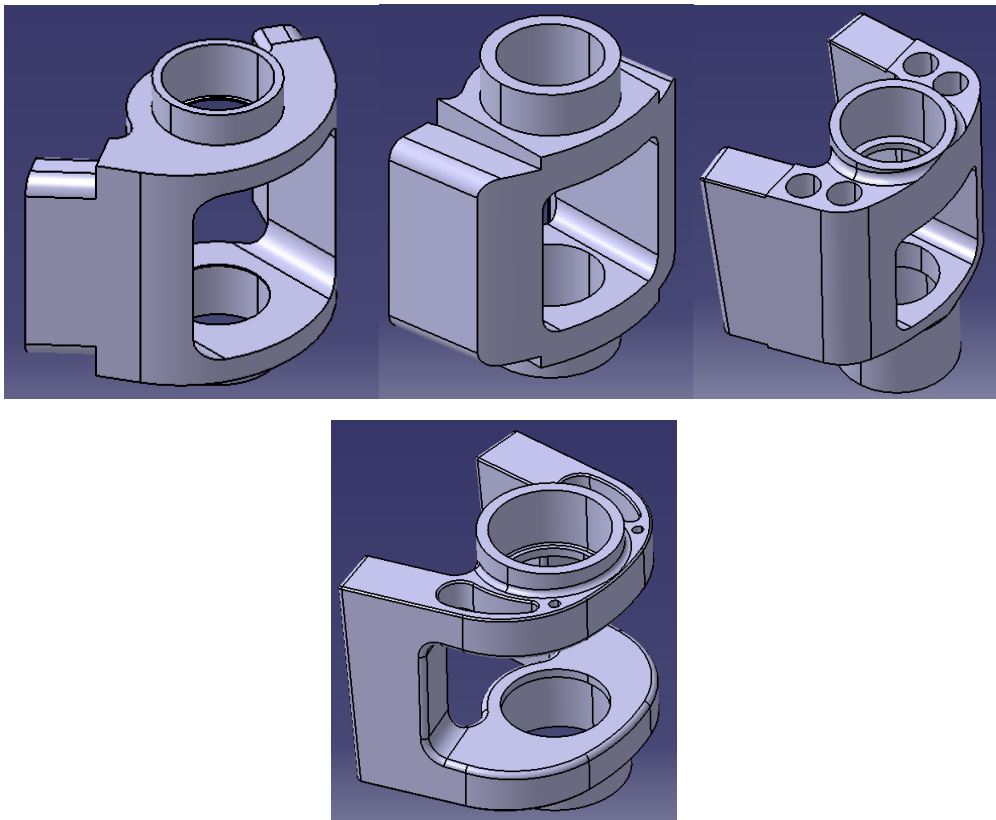
en el manejo de la motocicleta, es una restricción geométrica que también se tendrá en cuenta.

En la superficie superior de la pipa se harán pequeños taladros ciegos para anclar una pequeña estructura de varillas metálicas (araña) que servirá para sujetar la parte frontal del carenado y para apoyar componentes electrónicos.

En la superficie inferior se realizarán también pequeños taladros ciegos para anclar chapas metálicas que servirán para sujetar el radiador.

Con la finalidad de optimizar la pipa y de cumplir las necesidades de diseño relacionados con las vigas de material compuesto, se fueron descartando varias geometrías propuestas hasta llegar a una geometría final que, además de cumplir con las necesidades geométricas, cumple con la condición de menor peso posible (se realizaron vaciados una vez hechos los análisis FEM) y resiste los esfuerzos.

Se presenta a continuación 3 alternativas descartadas y la solución final:



Imag. 53 Alternativas descartadas y solución final de la pipa de dirección

3.3.3. Soportes traseros del motor

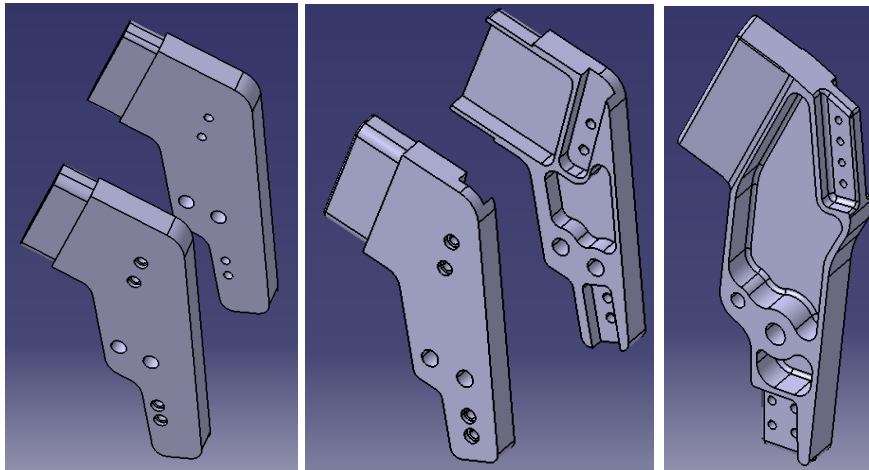
Se trata de dos componentes grandes en tamaño respecto de los demás, simétricos respecto del plano medio del bastidor. Dispone de dos agujeros cilíndricos grandes, uno para el eje en el cuál se sujeta el motor por su parte trasera y otro para el eje que sirve de unión bastidor-basculante.

Dispone también de ranuras con agujeros que servirán para anclar el soporte del muelle y el soporte de los links del rocker al bastidor mediante unión atornillada.

La zona para pegar las vigas de fibra de carbono está vaciada. Con los avances en la simulación se consiguió reducir material en las zonas que trabajaban poco.

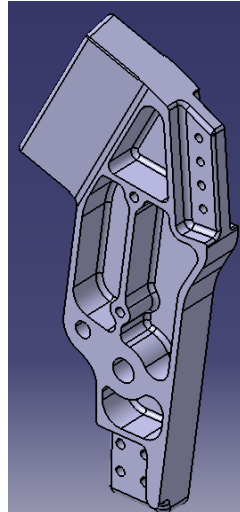
Por último se decidió anclar las estriberas al bastidor con lo cual hubo de realizar dos agujeros pequeños para anclar las estriberas.

Se presentan a continuación alternativas descartadas:



Imag. 54 Progreso del diseño de los soportes traseros

Un problema que se podía dar en este componente, es que fallase por pandeo de la zona vaciada, para solventar este problema se aprovechó los agujeros para los tornillos de anclaje de las estriberas y se dejó material en la zona vaciada formando un nervio.



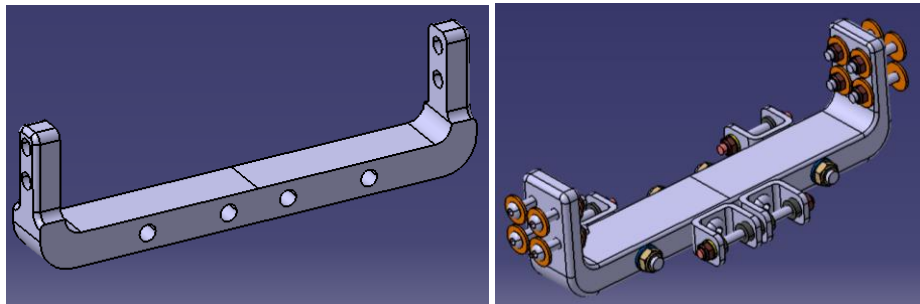
Imag. 55 Diseño final soporte trasero

3.3.4. Soporte de los links de la suspensión trasera

Es un componente importante debido a que a él van ancladas 4 orejetas de acero, 2 que sirven para anclar los links del rocker y otras 2 para anclar el soporte-tensor inferior del motor. Así, este componente tendrá que soportar el esfuerzo que le transmiten los links, y el que le transmite el motor a través del soporte inferior.

Como es un componente que sufre mucho en cada aceleración que se le dé a la moto, se hará un análisis a fatiga con los métodos estudiados en el Máster.

Es de una geometría sencilla, y dispondrá de agujeros para anclarlo al soporte trasero mediante unión atornillada.



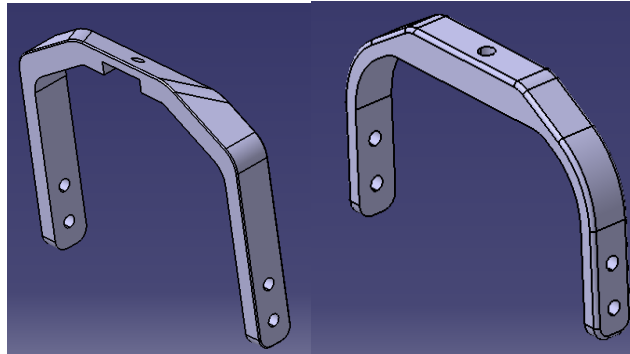
Imag. 56 Soporte links

3.3.5. Soporte del muelle

Al igual que el soporte de los links, este componente no es de geometría muy compleja, aunque soporta una gran cantidad de esfuerzo debido a que él se ancla el muelle del sistema de suspensión trasera, por ello también es conveniente analizarlo a fatiga. Éste componente irá anclado al soporte trasero del motor por

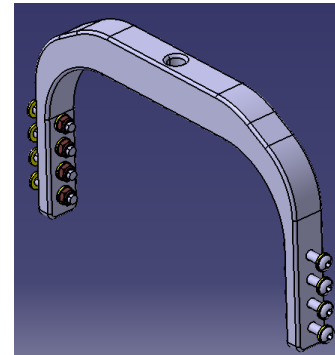
unión atornillada, de tal manera que el eje para anclar el muelle esté en la dirección del amortiguador en la posición de máxima compresión de la suspensión.

Las dos imágenes siguientes muestran alternativas descartadas.



Imag. 57 Progreso de diseño del soporte muelle

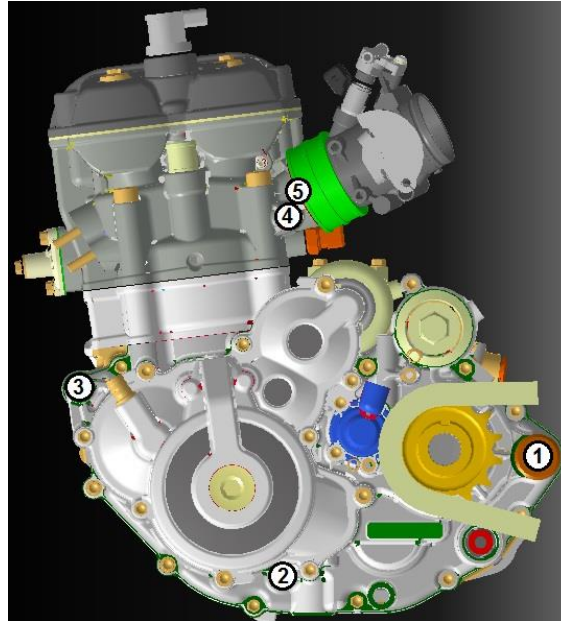
El problema de la primera alternativa descartada es que es demasiado grande, es difícil de fabricar y no soportaba bien los esfuerzos según se veía en los análisis FEM. Dichos análisis mostraban un exceso de tensiones en los “hombros” por ello se decidió modificarlo aumentando material en dichas zonas, como se aprecia en la siguiente imagen, que además muestra 4 agujeros para la unión atornillada al bastidor (resultado de los cálculos relativos a la unión atornillada):



Imag. 58 Diseño final soporte muelle

3.3.6. Soporte tensor inferior del motor

Para conseguir que el motor esté bien anclado al bastidor, se estudiaron varias opciones. El motor disponía de 5 puntos (el 5 es un tornillo ciego, uno a cada lado del motor, los otros 4 son ejes pasantes) para poder anclarlo al bastidor, como se aprecia en la siguiente imagen:

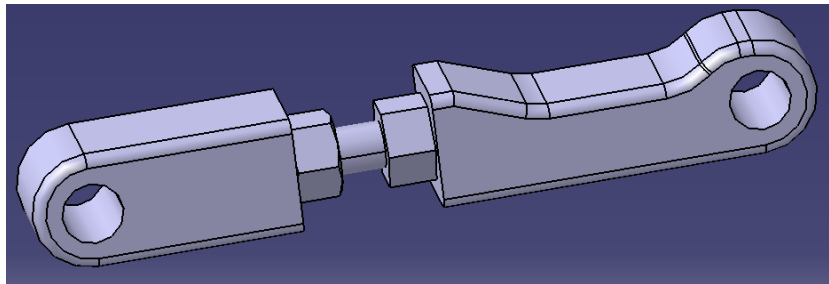


Imag. 59 Puntos de anclaje del motor

El problema de anclaje por el punto 1 estaba solucionado, puesto que se anclaría al soporte trasero mediante un eje.

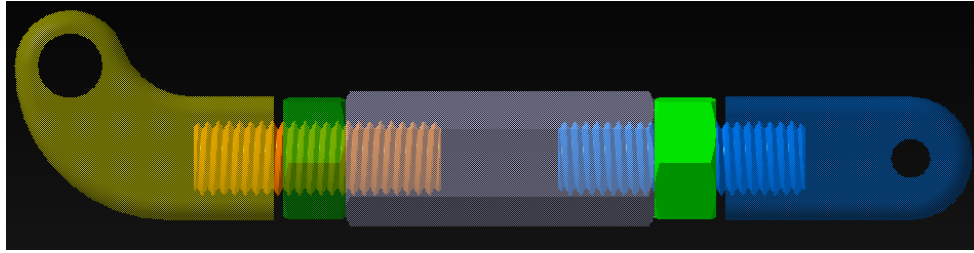
Para anclar el motor por la parte inferior, se decidió diseñar un soporte que además de soportar parte del peso y de los esfuerzos debidos a las fuerzas internas del motor, sirva para introducir una precarga. Así, se reducirían los esfuerzos en los elementos de anclaje de la zona superior del motor.

La siguiente imagen se corresponde con la idea inicial que se propuso:



Imag. 60 Propuesta inicial soporte inferior

Pero, debido a la geometría del motor, el soporte entraba en colisión con la tapa del embrague, por lo tanto había que modificar su diseño. La solución planteada está formada por las dos piezas de anclaje que se decidió sean de aluminio, siempre y cuando resistan los esfuerzos, 2 varillas roscadas (una a derechas y otra a izquierdas), un elemento central sobre el cual se actuaría con la llave para poder alargar o acortar la distancia entre los ejes de anclaje y las correspondientes contratueras.



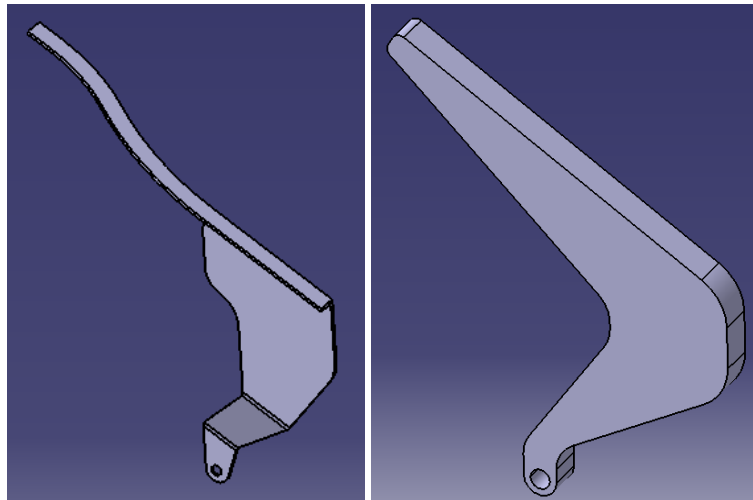
Imag. 61 Diseño final soporte inferior

3.3.7. Soportes delanteros y laterales superiores del motor

Primera alternativa

En el apartado anterior, se han citado dos anclajes de los cuatro disponibles del motor. Falta así, un anclaje más, que sería, o anclarlo por la parte delantera o por la parte superior (lateral).

Para anclarlo por la parte delantera, se estudió dos posibilidades, la primera de ellas era utilizar dos piezas de aluminio y la segunda chapas de acero por la facilidad de doblado que presentan, ambas soluciones irían pegadas con resina epoxi a la viga de material compuesto. Las dos se diseñaron de tal manera que las vibraciones originadas en el motor no se transmitan al bastidor y en consecuencia a toda la motocicleta.

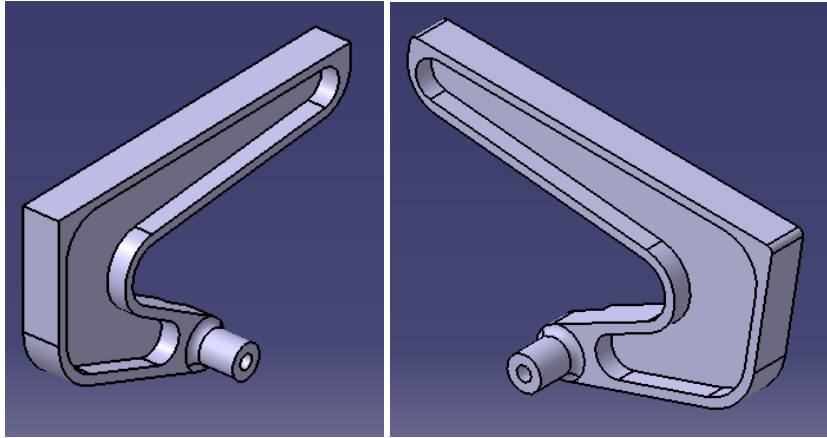


Imag. 62 Alternativas descartadas soportes laterales

Al final se descartaron estas posibilidades puesto que la pieza de acero no soportaba los esfuerzos, y una de las piezas de aluminio entraba en colisión con la salida de la bomba de agua y para evitarla se necesitaría una pieza con una geometría compleja, lo que aumentaría los costes de material y fabricación.

Segunda alternativa

La segunda alternativa fue anclar el motor con dos soportes laterales superiores de aluminio como los que se observan en la siguiente imagen:



Imag. 63 Alternativas descartadas soportes superiores

El problema que presentaba esta solución, es que uno de los anclajes del motor era un agujero roscado ciego, lo cual haría que los esfuerzos se transmitan al tornillo de anclaje. Luego representaba una solución arriesgada dejar que el tornillo trabajase a flexión.

Además, esta solución era más o menos viable cuando las caras interiores de las vigas de material compuesto eran paralelas al plano de simetría del bastidor. Con los avances en el diseño, dejaron de serlo, luego habría de buscar otra solución.

Solución final

La solución final adoptada fue utilizar soportes superiores pero hechos material compuesto. En concreto, cada soporte constaría de dos láminas de material compuesto pegadas a las vigas, que en medio tendrían madera de balsa para evitar la separación de las láminas y el tornillo que sirve de sujeción no quedase al aire libre.

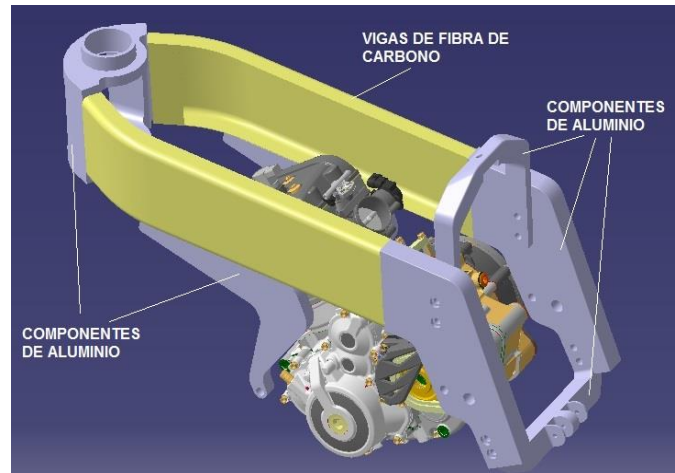
Esta solución es viable puesto que la geometría del componente es sencilla y los esfuerzos que soportaría serían pequeños gracias a la acción del soporte inferior.

3.4. MAQUETA 3D DE DISEÑO EN CATIA V5R21

Una vez vistas las distintas alternativas para la geometría de cada componente, se procede a presentar las distintas soluciones descartadas y la solución final adoptada del montaje completo del bastidor.

3.4.1. Alternativas descartadas. Ventajas y desventajas

Primera alternativa

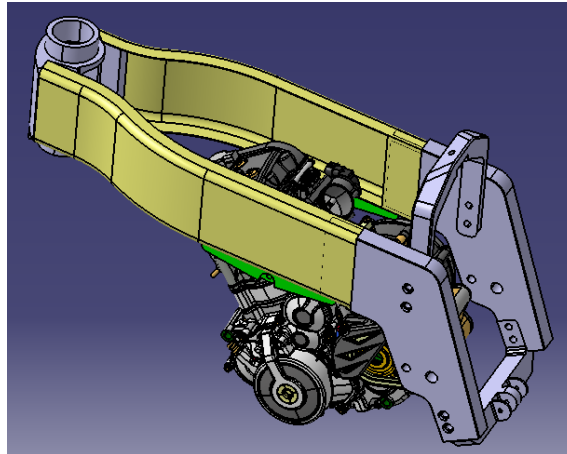


Imag. 64 Alternativa bastidor 1

Comentarios:

- Existe tracción en el pegamento de unión entre la pipa de aluminio y las vigas de fibra de carbono.
- Los soportes laterales de aluminio entran en colisión con la salida de la bomba de agua y resultan de un gran tamaño y por lo tanto aumentan considerablemente el peso del bastidor.

Segunda alternativa

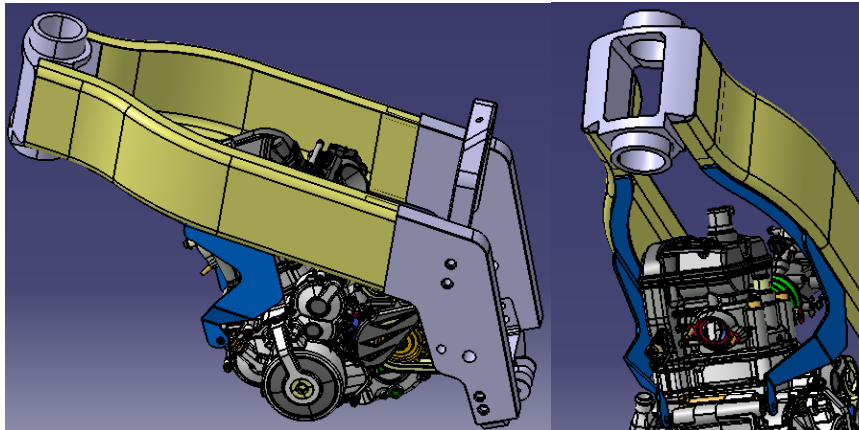


Imag. 65 Alternativa bastidor 2

Comentarios:

- Se libera espacio para otros componentes y se consigue reducción de peso.
- El pegamento deja de trabajar a tracción
- Los tornillos de los soportes laterales superiores soportan todo el esfuerzo, es decir, probablemente fallen.

Tercera alternativa



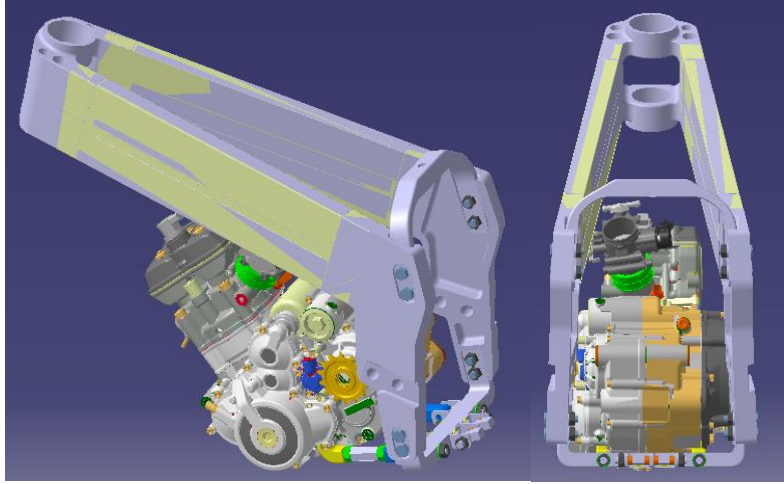
Imag. 66 Alternativa bastidor 3

Comentarios:

- Se puede conseguir una mayor zona de pegado.
- Se deja espacio para resto de componentes, como puede ser, el tubo de escape.
- Problema de fabricación de la geometría

- La pieza, aun incluyendo nervios y siendo de un espesor considerable (se simuló hasta 4mm de chapa de acero) no soportaba los esfuerzos a los cuales estaba sometida.

Cuarta alternativa



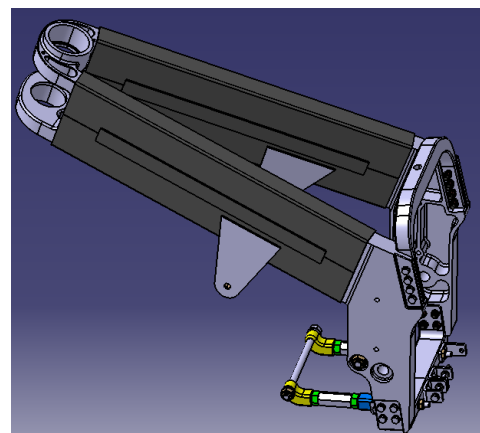
Imag. 67 Alternativa bastidor 4

Comentarios:

- Las vigas rectas crean unas peculiaridades angulares en los componentes de aluminio, es decir, para conseguir la configuración que se aprecia en las dos imágenes anteriores, la fabricación de la pipa y soporte trasero será más complicada debido a que habrán ejes no perpendiculares y vaciados que crean caras no paralelas al plano de simetría del bastidor.
- Se han incluido los soportes inferiores.
- Los ángulos de referencia de las vigas rectas son de 7 grados respecto del plano de simetría del bastidor y de 5 grados de inclinación respecto de la horizontal (el suelo).

Solución final adoptada

Evitando las peculiaridades angulares presentes en la cuarta alternativa descartada, optimizando los componentes con la ayuda de las simulaciones FEM en ANSYS, incluyendo los soportes laterales superiores y una vez calculadas las uniones atornilladas, la maqueta en CATIA de la solución final adoptada es la siguiente:



Imag. 68 Solución final adoptada

3.5. PESO DEL BASTIDOR

Como es lógico y se hace referencia a ello en muchos apartados de este trabajo, una característica fundamental del diseño del bastidor es reducir al máximo su peso. Así, se dejaría margen para otros componentes con los que inevitablemente se añadirá peso, por ejemplo, el depósito y su combustible, ejes de acero, el propio motor, etc.

Para hacernos una idea de que nuestro diseño es válido en cuanto a este parámetro, tenemos de referencia el peso de los bastidores de las ediciones anteriores.

Dicho peso era alrededor de 8.8 Kg

En nuestro caso, hemos utilizado CATIA y ANSYS para saber el peso de cada componente. El peso de cada componente y total se muestra en las tablas siguientes:

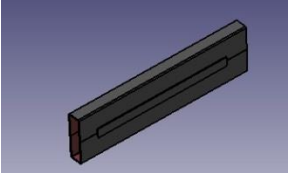
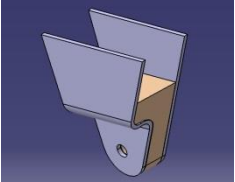
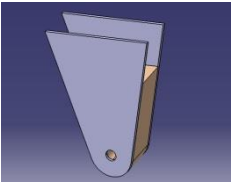
FIBRA DE CARBONO	CANTIDAD	PESO UNITARIO (kg)	PESO (kg)
Viga de fibra de carbono 	2	Viga (0.556) x2 Venda (0.036)x4	1.112
Soporte superior derecho 	1	Fibra (0.06587) Madera (0.01364)	0.0795
Soportes superior izquierdo 	1	Fibra (0.06587) Madera (0.02547)	0.0913
PESO TOTAL (kg)			1.2828

Tabla 3 Peso de componentes de fibra

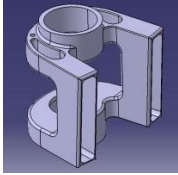
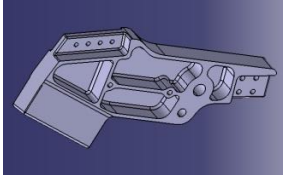
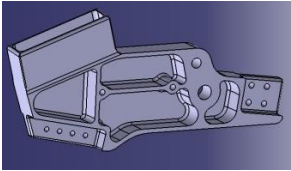
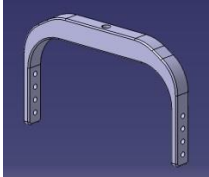
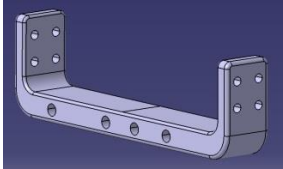
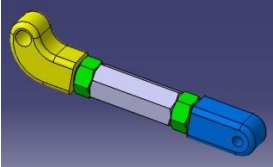
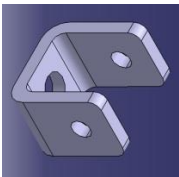
ALUMINIO/ACERO	CANTIDAD	PESO UNITARIO (kg)	PESO (kg)
<p>Pipa de la dirección</p> 	1	1.1	1.1
<p>Soporte trasero derecho</p> 	1	1.125	1.125
<p>Soporte trasero izquierdo</p> 	1	1.125	1.125
<p>Soporte muelle</p> 	1	0.573	0.573
<p>Soporte links</p> 	1	0.613	0.613
<p>Soporte inferior</p> 	2	0.265	0.53
<p>U acero</p> 	4	0.045	0.18
PESO TOTAL (kg)			5.246

Tabla 4 Peso de componentes de aluminio

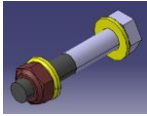

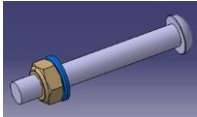


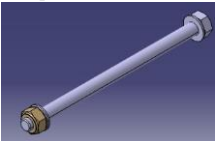
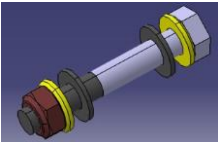

TORNILLERIA	CANTIDAD	PESO UNITARIO (kg)	PESO (kg)
<p>Tornillo soporte links</p> 	8	0.014	0.112
<p>Tornillo soporte muelle</p> 	8	0.016	0.128
<p>Tornillo U/links</p> 	4	0.033	0.132
<p>Tornillo soporte estribera</p> 	4	0.019	0.076
<p>Eje motor</p> 	1	0.524	0.524
<p>Eje soporte inferior motor</p> 	1	0.146	0.146
<p>Eje soporte inferior U</p> 	2	0.016	0.032
<p>Eje Union links</p> 	1	0.026	0.026
PESO TOTAL (kg)			1.176

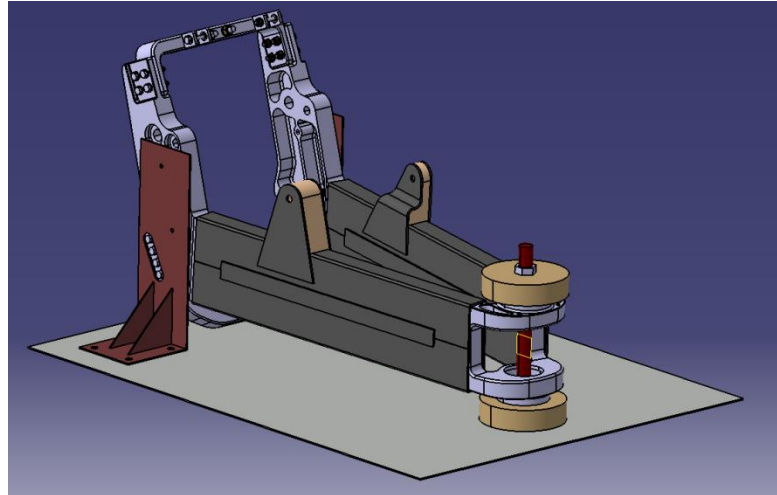
Tabla 5 Peso de la tornillería

Peso total del bastidor completo **7.7 Kg**

3.6. SISTEMA DE ANCLAJE PARA EL PEGADO ENTRE COMPONENTES DE FIBRA Y ALUMINIO

Para que el curado entre las piezas se efectúe de forma correcta es necesario preparar un útil.

La forma más sencilla y más barata que se me ocurrió es la siguiente:



Imag. 69 Anclaje bastidor curado pegado

En primer lugar hay que decir que en este punto el mecanizado de precisión final no está efectuado por lo que en la pipa de dirección nos encontraremos con un agujero de tamaño menor al de los rodamientos por el cual entrara el tornillo indicado en la imagen 69.

Para sujetar la pipa tendremos dos tochos de algún material robusto que soporte bien las temperaturas, como puede ser el acero. El tocho que está en contacto con la chapa sirve para elevar el bastidor entero ya que si no el soporte del muelle pegaría contra la chapa.

El tocho superior sujetará con fuerza toda la pipa de la dirección para que no pueda moverse durante el curado mediante un tornillo que atravesará los dos tochos y la chapa general.

Luego tenemos un conjunto de chapas soldadas con oquedades las cuales irán atornilladas a los soportes traseros del bastidor.

En la chapa nos encontramos con los agujeros donde irán todos los tornillos que sujeten los tochos y las chapas soldadas.

Estando colocado perfectamente el aluminio sólo queda colocar el pegamento colocar las vigas, colocar las vendas, colocar algún utensilio como pueden ser unos sargentos para hacer precisión y sólo quedaría dar calor para que el pegado se cure de forma correcta.

4. CÁLCULO DE FUERZAS

4.1. FUERZAS INTERNAS

En este apartado se calcularán las reacciones en el bastidor producidas por las fuerzas de inercia internas debidas al movimiento del cigüeñal. Cuando se acciona el acelerador se produce un momento en el eje del cigüeñal, para contrarrestar ese momento, si el motor estuviese libre en el espacio, giraría en sentido contrario a dicho momento (principio de acción reacción), por lo tanto, el bastidor tendrá que contrarrestar ese giro.

Así, para dimensionar los soportes del motor en el bastidor, se han de calcular las reacciones en los anclajes del motor, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los esfuerzos máximos se producen con el motor funcionando a PAR MÁXIMO
- No se anclará el motor desde todos sus anclajes (no es necesario), pero se realizó el estudio de fuerzas con todos los casos posibles.

A su vez también se calculará los esfuerzos en el bastidor debidos a la tensión de la cadena.

4.1.1. Motor

Curvas de par y potencia del motor SHERCO SE 250i


Se adjuntan las curvas del motor para saber el par máximo que dará el motor de 250 cc que proporciona la organización de la competición MotoStudent.



Imag. 70 Curvas de par y potencia

Información técnica del motor SHERCO 250i

Se adjuntan las características técnicas del motor, de donde se obtuvo la relación de marchas, necesarias para poder calcular el par máximo en el piñón de ataque, puesto que el par que proporcionan las curvas de par y potencia es el par en el cigüeñal.



ENGINE SHERCO SE 250i: TECHNICAL FEATURES	
Type	4 strokes 1 cylinder with liquid coolant
Displacement	249.4 CC
Bore/ Stroke	78/52mm
Compression ratio	12.6 :1
Fuel	Super, unleaded, minimum octane index 95
Valve timing	4 valves, DOHC, driven by tooth type chain
Intake valve diameter	29mm
Exhaust valve diameter	25mm
Thickness intake valve (cold)	0.15-0.2mm
Thickness exhaust valve (cold)	0.2-0.25mm
Crankshaft bearing	2 roller bearing
Piston	Aluminium forge
Lubrication	Lubrication under pressure with 2 trochoidal pumps
Motor oil	1 L SAE 10W60
Primary reduction ratio	(21 :70)
Gear box:	6 speed
1	(14:33)
2	(17:30)
3	(19:28)
4	(21:26)
5	(23:24)
6	(25:22)
Final pinion (Stock)	Z13
Clutch	Multi-disk in oil bath. Hydraulic command
Ignition system / Batterie	Electric start/12V 6.5 Ah
Electronic injection	Magneti Marelli

Tabla 6 Características técnicas del motor Sherco

El motor presenta una reducción primaria que sale del engrane entre el engranaje del cigüeñal y el de la etapa primaria, el resto de reducciones son entre la etapa primaria de engranajes y la segunda.

Cálculo del par máximo en el piñón de ataque

Observando en las curvas de par y potencia, se cogió como dato de par máximo en el cigüeñal el valor de:

$$\text{Par máximo en el cigüeñal} = 25.44\text{Nm a } 8500 \text{ rpm}$$

Para calcular el par máximo en el piñón de ataque para cada marcha, se ha utilizado la siguiente relación:

$$P_{\text{piñón}} = \text{Par máximo cigüeñal} * R_{\text{primaria}} * R_{\text{marcha}}$$

Siendo:

R_{primaria} = relación de transmisión entre el cigüeñal y la etapa primaria

R_{marcha} = relación de transmisión entre la etapa primaria y secundaria en cada marcha

La relación de transmisión, en este caso se ha calculado como:

$$\text{Relación de transmisión} = Z_2/Z_1$$

Siendo:

Z1 = número de dientes del engranaje en la primera etapa

Z2 = número de dientes del engranaje en la segunda etapa

A continuación se presenta una tabla elaborada en Excel con los datos de los pares máximos en cada marcha y también en la rueda (para ello se ha tenido en cuenta el número de dientes del piñón y la corona). Se ha calculado los valores sin tener en cuenta el margen de seguridad y teniéndolo en cuenta, en este caso, se ha dado un coeficiente de seguridad de 1.5.

TRANSMISIÓN	Z1	Z2	Rtransm	Ppiñón [N.m]	Ppiñón [N.m] con CS	Prueba [N.m]	Prueba [N.m] con CS
Primaria	21	70	3.33	84.80	127.20
1ª	14	33	2.36	199.89	299.83	499.71	749.57
2ª	17	30	1.76	149.65	224.47	374.12	561.18
3ª	19	28	1.47	124.97	187.45	312.42	468.63
4ª	21	26	1.24	104.99	157.49	262.48	393.71
5ª	23	24	1.04	88.49	132.73	221.22	331.83
6ª	25	22	0.88	74.62	111.94	186.56	279.84
Final	16	40	2.50

Tabla 7 Relación de transmisión

Como se puede comprobar con la tabla anterior, el par máximo obviamente se da para la primera relación de marchas y tiene un valor de 299.83 N.m con un margen de seguridad de 1.5.

Este valor será el que se utilice para los cálculos de fuerzas.

4.1.2. Posicionamiento del motor

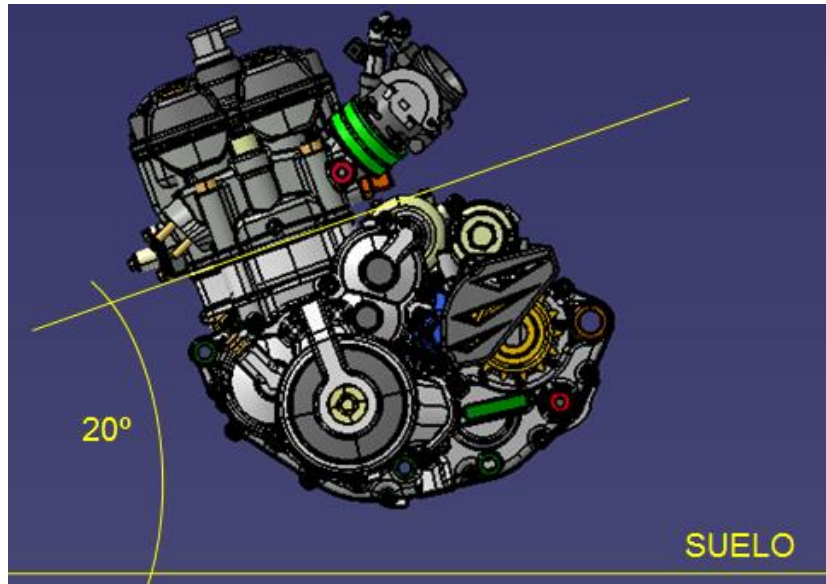
Se realizó un estudio de la posición óptima del motor, con la finalidad de conseguir un centro de gravedad más bajo.

El nivel del aceite es lo que condiciona la posición del motor, puesto que en ningún caso, el aceite debe entrar en contacto con la parte más baja del pistón.

El motor se girará respecto del eje del anclaje trasero del mismo.

Conclusión:

Como se observa en la siguiente imagen, la posición del motor será tal que la cara plana de la tapa superior del motor o cualquiera paralela a ella tenga un ángulo de 20º respecto del plano horizontal que determina el suelo.

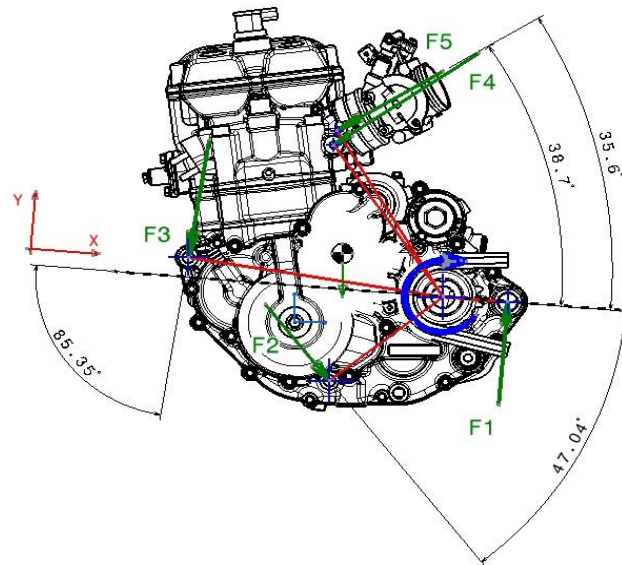


Imag. 71 Posición del motor

Sistema de coordenadas fijo en el motor y global del bastidor

Para calcular las fuerzas en los anclajes se estableció un sistema de referencia fijo en el motor, que depende de la posición de los anclajes en el mismo.

Se definen los ejes X, Y, y Z como se observa en la siguiente imagen:



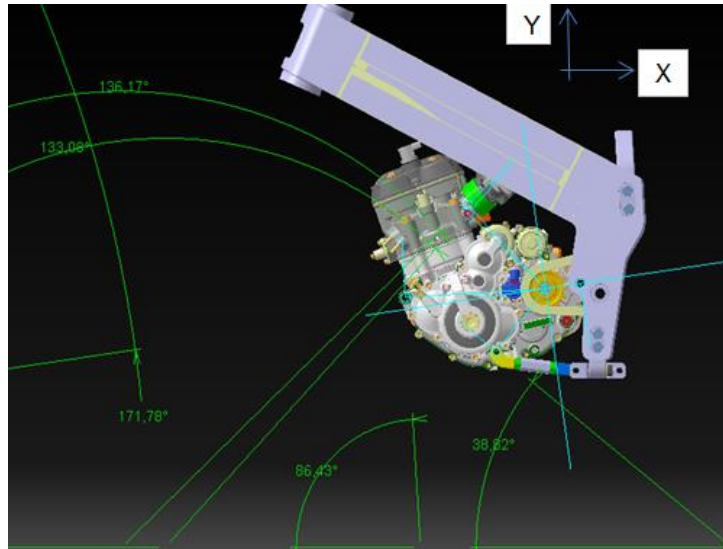
Imag. 72 Fuerzas en los anclajes

Así, el eje X se corresponde con la línea que une el centro del piñón y el centro del anclaje trasero del motor, el Y sería un eje perpendicular al X y el Z el correspondiente a los dos anteriores, también se han definido los ángulos de los vectores de fuerza en los anclajes, respecto del eje X.

Con la finalidad de trabajar siempre en el mismo sistema de coordenadas, se definió un sistema de coordenadas global del bastidor.

Esto ayudaría también a definir los vectores o componentes de las fuerzas en ANSYS, puesto que utiliza un sistema de coordenadas diferente del de CATIA, aunque guardan relación cuando se importa la geometría en ANSYS.

En la siguiente imagen se observa cómo está definido el sistema global del bastidor y los ángulos de los vectores de fuerza en los anclajes respecto del eje X global. El eje X es paralelo al plano del suelo.

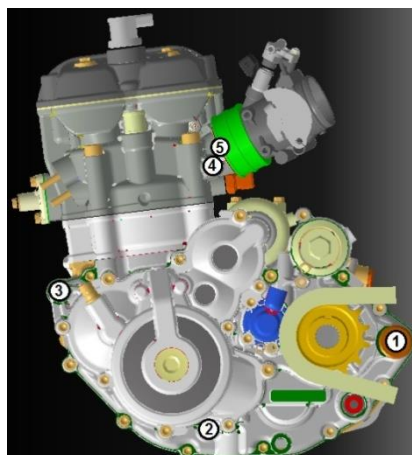


Imag. 73 Ángulos en el sistema de referencia global

4.1.3. Fuerzas en los anclajes del motor y en el bastidor

4.1.3.1. Sin anclar por la parte delantera del motor (punto 3)

Se estudió la posibilidad de anclar el motor utilizando todos sus anclajes, y también la de prescindir de alguno de ellos.



Imag. 74 Anclajes del motor

Anclar el motor en el punto 3 de la imagen anterior presentaba los siguientes problemas:

- Colisión con la salida de la bomba de agua
- Transmisión de vibraciones, lo que conlleva el diseño de una pieza que trabaje a flexión
- Añade peso innecesario como se comprobará más adelante en este trabajo

Entonces la solución adoptada fue anclar el motor por los puntos 1,2,4 y 5.

Así, en el sistema de coordenadas fijo en el motor, las ecuaciones de la estática son las siguientes:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 2F_2 \cos(\alpha) - F_4 \cos(\gamma) - F_5 \cos(\varphi) - F_{gx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 2F_1 - F_2 \sin(\alpha) - F_4 \sin(\gamma) - F_5 \sin(\varphi) - F_{gy} = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

$$-M + 2F_1 d_1 + F_2 d_2 + F_4 d_4 + F_5 d_5 + F_{gx} * d_g \sin(\varepsilon) + F_{gy} * d_g \cos(\varepsilon) = 0$$

$$\sum M_x = 0; \rightarrow F_4 \cos(\gamma) * df_4 - F_5 \cos(\varphi) * df_5 = 0$$

Siendo:

$$F_{gx} = F_g \cos(\delta)$$

$$F_{gy} = F_g \sin(\delta)$$

α = ángulo entre el vector F_2 y la X del sistema de coordenadas fijo del motor

β = ángulo entre el vector F_3 y la X del sistema de coordenadas fijo del motor

γ = ángulo entre el vector F_4 y la X del sistema de coordenadas fijo del motor

δ = ángulo entre F_g y la X del sistema de coordenadas fijo del motor

ε = ángulo entre la línea que une el CDG con el centro del eje motor y la X del sistema de coordenadas fijo del motor

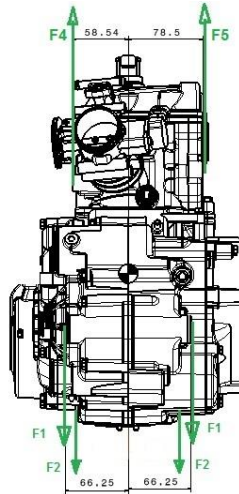
φ = ángulo entre el vector F_5 y la X del sistema de coordenadas fijo del motor

d_1, d_2, d_3, d_4, d_5 = distancias de los anclajes y al centro del piñón

d_g = distancia del CDG al centro del piñón

df_4, df_5 = distancia de F_4 y F_5 respecto del CDG en el plano YZ

La cuarta ecuación es el sumatorio de los momentos de las fuerzas F_4 y F_5 respecto del eje X que pasa por el centro de gravedad. Los momentos que hacen F_1 y F_2 se anulan, como se aprecia en la siguiente imagen:



Imag. 75 Fuerzas en vista trasera

Después de probar varias alternativas que básicamente trataban de girar el motor respecto de su eje de unión con el bastidor para conseguir un centro de gravedad de la moto más bajo, los valores numéricos finales que nos permiten resolver el sistema de ecuaciones lineal anterior son los siguientes:

$$M = 299.83 \text{ N.m}$$

$$d1 = 60.00 \text{ mm} \quad d2 = 133.31 \text{ mm} \quad d3 = 238.01 \text{ mm} \quad d4 = 180.62 \text{ mm} \quad d5 = 190.64 \text{ mm}$$

$$dg = 112.45 \text{ mm} \quad df4 = 58.54 \text{ mm} \quad df5 = 78.50 \text{ mm}$$

$$\alpha = 47.04^\circ \quad \beta = 85.35^\circ \quad \gamma = 38.70^\circ \quad \varphi = 35.61^\circ$$

$$\delta = 81.80^\circ \quad \epsilon = 23.94^\circ$$

$$m = 26 \text{ kg} \quad g = 9.81 \text{ kg.m/s}^2$$

Solución:

$$\begin{aligned}
 F1 &= 568.30 \text{ N} \\
 F2 &= 364.0 \text{ N} \\
 F4 &= 337.5 \text{ N} \\
 F5 &= 241.6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.1.3.2. Dimensionado anclando sólo con el anclaje trasero y el inferior

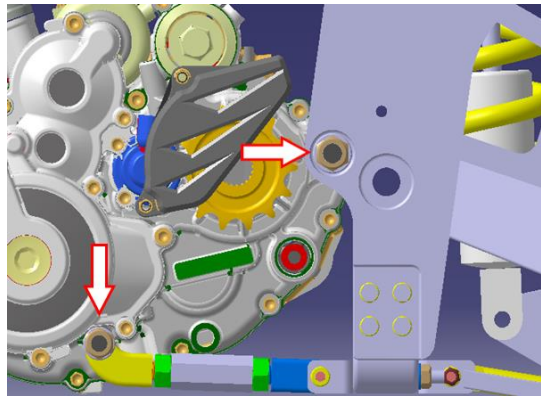
Una alternativa es dimensionar los soportes del bastidor para el motor como si sólo estuviese anclado sólo por los puntos 1 y 2.

En detalle, lo que se decidió fue:

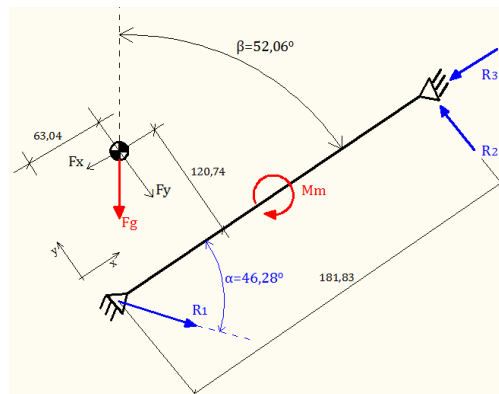
- Dimensionar los soportes inferior y trasero para resistir las fuerzas internas de inercia
- Una vez hecho el montaje, colocar soportes superiores (puntos 4 y 5).

- Como el soporte inferior funciona como un tensor, se introduciría una precarga de tal manera que los soportes superiores no trabajen o trabajen muy poco pero sirvan para evitar que se produzcan desviaciones laterales de la posición inicial del motor.
- El razonamiento anterior permite diseñar unos soportes superiores de chapa de acero o fibra de carbono.

El esquema para calcular las reacciones en los dos puntos de anclaje con este planteamiento es el siguiente:



Imag. 76 Anclajes utilizados



Imag. 77 Fuerzas en anclajes

El sistema de ecuaciones queda de la siguiente manera:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_3 - F_{gx} + R_{1x} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_2 - F_{gy} - R_{1y} = 0$$

$$\sum M_1 = 0 \rightarrow F_{gx} * 120.74 - F_{gy} * 63.04 + R_2 * 181.83 - M_m = 0$$

$$F_{gx} = 26 * 9.81 * \cos(52.06) = 152.82 \text{ N}$$

$$F_{gy} = 26 * 9.81 * \sin(52.06) = 201.15 \text{ N}$$

Sabiendo que M_m es el momento motor máximo de valor 299.38 N.m, las reacciones son las siguientes:

$$R_1 = 1955.5 \text{ N} = F_{\text{sopinf}}$$

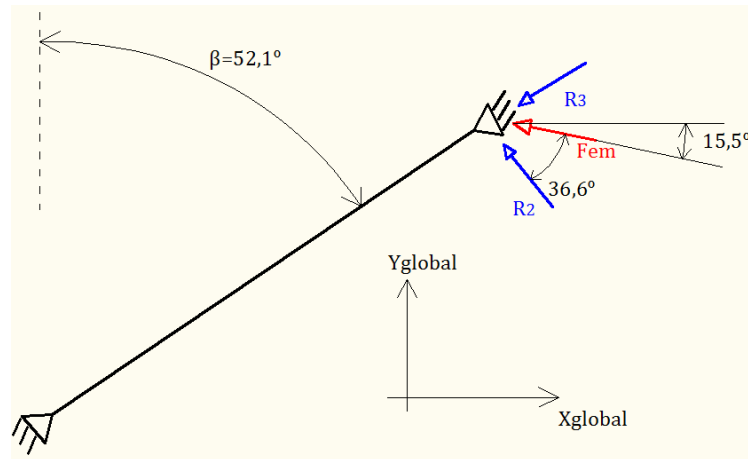
$$R_2 = 1614.5 \text{ N}$$

$$R_3 = 1198.7 \text{ N}$$

La resultante de las fuerzas R_2 y R_3 es F_{em} = fuerza en el eje motor y su valor es:

$$F_{em} = \sqrt{R_2^2 + R_3^2} = 2011 \text{ N}$$

Esta fuerza, para poder aplicarla a los análisis FEM se tiene que descomponer en el sistema de coordenadas global descrito con anterioridad.



Imag. 78 Resultante en soporte trasero

Con los valores geométricos que se observan en la imagen anterior, las componentes de la fuerza en el eje motor son las siguientes:

$$F_{em_x} = 1938.4 \text{ N}$$

$$F_{em_y} = 536.1 \text{ N}$$

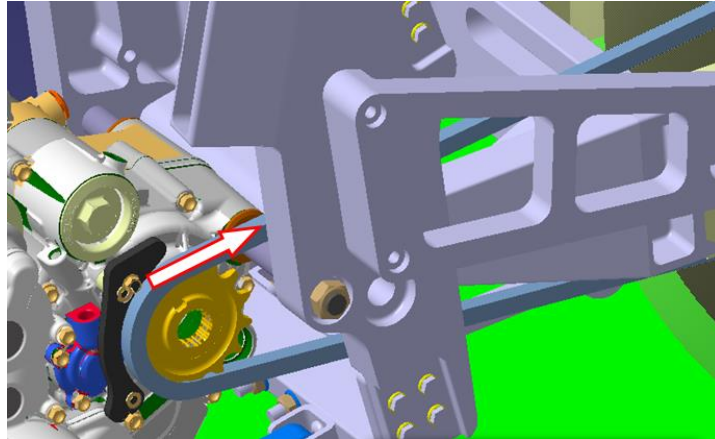
4.1.4. Reacciones en apoyos del eje motor por tensión de la cadena

Se ha de tener en cuenta que la tensión de la cadena provoca unas reacciones importantes en los apoyos del eje motor y en consecuencia en los apoyos del eje del basculante.

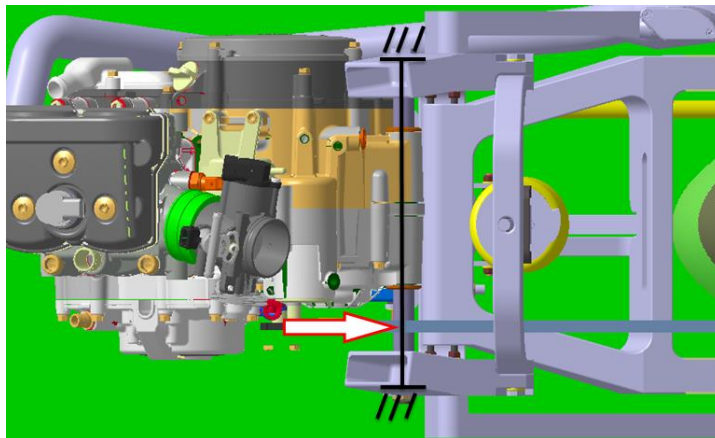
El caso de carga en el cual se produce la máxima tensión de la cadena (máximas reacciones en los apoyos) es el de aceleración máxima.

Se ha supuesto que la dirección de la tensión de la cadena está en un plano que pasa por el eje del piñón de ataque y el eje motor.

Los resultados obtenidos, como se verá más adelante, sirven también para dimensionar el eje motor.



Imag. 79 Dirección de la tensión de la cadena



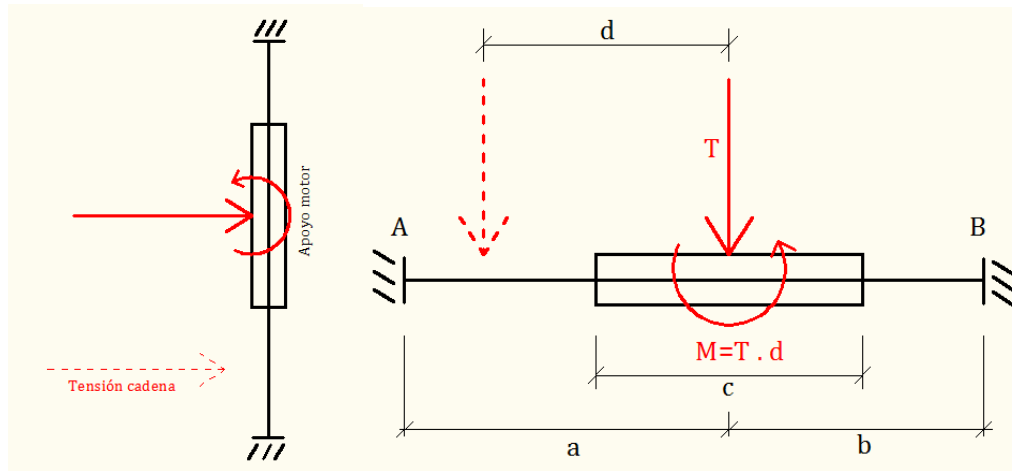
Imag. 80 Punto de acción de la tensión de la cadena

Simplificación del problema

Como se observa en las imágenes anteriores, la tensión de la cadena no actúa directamente en el eje motor. El motor está apoyado en una gran parte del eje pero no en su totalidad.

Para más comodidad se realizó una traslación de cargas al centro de la parte del motor que apoya sobre el eje. En dicho punto se tendrá una fuerza de valor igual a la tensión de la cadena y un momento que será igual al resultado de multiplicar la tensión de la cadena por la distancia que hay desde la posición inicial de la fuerza hasta la nueva posición.

Así se tiene la siguiente configuración:



Imag. 81 Simplificación del problema

El problema se puede simplificar aún más, asimilando el problema a uno de una viga bi-empotrada con carga distribuida en una parte de su longitud. La carga distribuida en ese caso sería $q=T/c$.

Luego el problema a resolver es una viga bi-empotrada con carga distribuida más un momento. Se calculará por una lado las reacciones debidas a la carga distribuida y por otro las del momento M y al final se sumarán.

Ecuaciones

Las reacciones debidas a la carga distribuida son las siguientes:

$$R_A = \frac{qbc}{L} - \frac{M_A - M_B}{L}$$

$$R_A = \frac{qbc}{L} + \frac{M_A - M_B}{L}$$

Siendo:

$$M_A = -\frac{qc^3}{12L^2} \left(L - 3b + \frac{12ab^2}{c^2} \right)$$

$$M_B = -\frac{qc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2b}{c^2} \right)$$

$$L = a + b$$

Por su parte las reacciones debidas al momento tienen la siguiente expresión:

$$R_A = -\frac{6M}{L^3} ab = -R_B$$

Datos numéricos

Son los siguientes:

$$\text{Tensión de la cadena (T)} = M_{\text{motor}}/R_{\text{piñón}} = 299.83/0.035 = 8567 \text{ N}$$

Distancia del centro del piñón al punto de acción de $T = 102 \text{ mm} = d$

Momento $M = T \cdot d = 874 \text{ N.m}$

$a = 137.7 \text{ mm}$

$b = 113.25 \text{ mm}$

$c = 132.5 \text{ mm}$

Solución

Una vez calculadas las reacciones en los puntos A y B, con la carga distribuida y con el momento, y de sumar los valores resultantes, se tiene lo siguiente:

$$R_A = -1454 \text{ N}$$

$$R_B = 10020 \text{ N}$$

El sentido de R_A será contrario al del avance de la moto y el de R_B contrario al sentido de R_A .

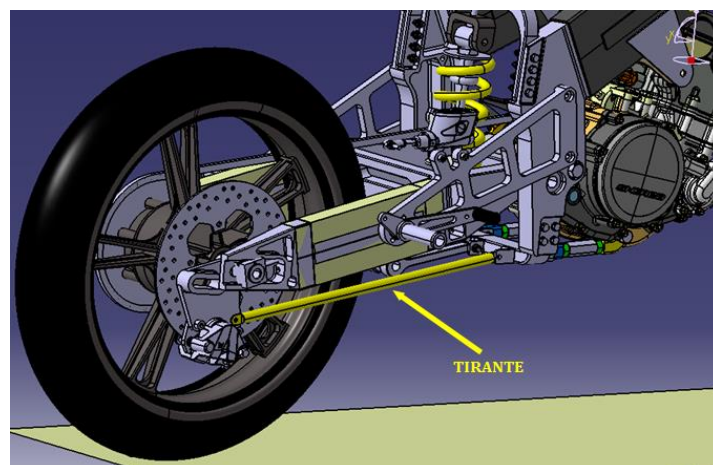
Como se dijo, en consecuencia, las fuerzas anteriores se han de aplicar en el eje del basculante en sentido contrario y de igual valor. El sistema de fuerzas crea unos momentos pero de valor pequeño, por lo tanto se desprecian.

4.1.5. Fuerza debida al tirante de unión con la pinza de freno trasera

Para sujetar la pinza de freno trasera, la solución adoptada en ediciones anteriores de la competición, se sujetó al basculante, pero por la geometría del mismo en la presente edición, no se puede adoptar esta misma solución.

La mejor opción que consideramos adecuada es sujetar la pinza en el bastidor.

Como se dispone de espacio libre en la zona inferior del bastidor, la solución que creemos adecuada es atornillar el tirante a una L de acero que a su vez va atornillada al soporte de los links.



Imag. 82 Posición tirante

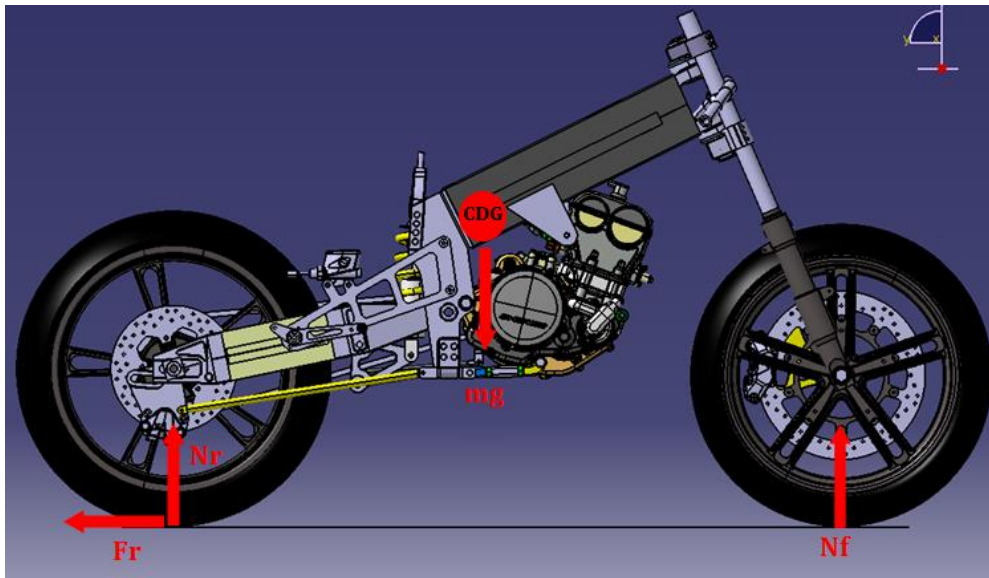
Para calcular el tirante, necesitamos saber la fuerza con la que tirará la pinza de freno en la frenada. Esta fuerza creará un momento que debe contrarrestar el momento producido por la fuerza horizontal en el punto de contacto con el suelo por el radio de la rueda.

Fuerza en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo:

Como es imposible que la moto vuelque accionando sólo el freno trasero, se descarta el vuelco, luego el aspecto determinante será la tracción de la rueda trasera. Es decir, la máxima fuerza de frenado será la normal en la rueda trasera por el coeficiente de rozamiento entre el neumático y el suelo.

Para calcular esta fuerza horizontal en el punto de contacto de la rueda, se tiene que analizar el sistema de fuerzas porque en el momento de la frenada hay una transferencia de carga hacia adelante y por lo tanto la mayor parte del peso de la moto apoyará en la rueda delantera.

Así, se tiene el siguiente sistema de fuerzas en el que suponemos que no hay rodadura en la rueda delantera y por ello la componente horizontal en la rueda delantera desaparece.



Imag. 83 Fuerzas en frenada con el peso trasero

Las ecuaciones del equilibrio son:

$$\sum M_{CDG} = 0; \quad N_f * b - N_r * (p - b) - \mu * N_r * h = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad N_r + N_f = mg$$

Los datos de la masa, la aceleración de la gravedad, b, p, y h son conocidos, por lo tanto de las dos ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$N_r = \frac{mg * b}{p + \mu * h} = 524.3 \quad F_r = \mu * N_r = 629.2 \text{ N} \quad N_f = mg - N_r = 1241.5 \text{ N}$$

Siendo μ el coeficiente de rozamiento de valor 1.2.

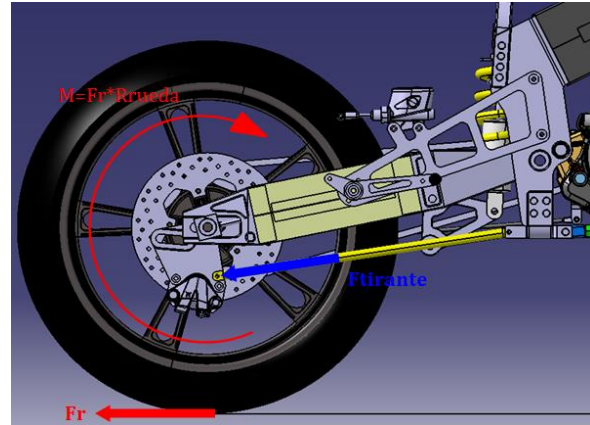
La fuerza F_r será la máxima que puede haber el punto de contacto de la rueda sin que haya deslizamiento.

Momento en el eje de la rueda:

Se obtiene multiplicando la fuerza F_r por el radio de la rueda.

$$M = F_r * R_{\text{rueda}} = 189 \text{ Nm}$$

$$\text{con } R_{\text{rueda}} = 0.3005 \text{ m}$$



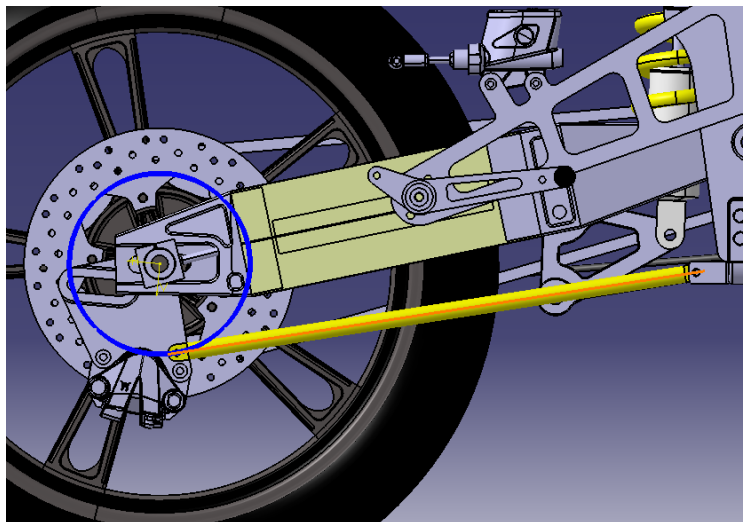
Imag. 84 Momento en la rueda

Fuerza en el tirante:

Cuando se acciona el freno, la pinza intentará girar junto con la rueda, para evitarlo necesitamos aplicar una fuerza en la pinza que retenga su giro. Luego la misión del tirante es evitar ese giro, por lo tanto el tirante estará sometido a tracción.

Para poder anclar el tirante en la pinza hay que mecanizar un agujero en ella, conviene que este agujero esté lo más alejado posible del centro de la rueda para que el momento creado por la fuerza del tirante sea más grande.

También se ha de tener en cuenta que la posición dónde será más efectiva la frenada es cuando la dirección del eje del tirante es tangente a una circunferencia de radio igual a la distancia del centro del agujero al eje de la rueda, tal y como se observa en la siguiente imagen.



Imag. 85 Posición de punto de anclaje del tirante en el soporte de freno

La distancia del centro de la rueda es $a=0.08$ m.

La fuerza que tendrá que resistir el tirante será:

$$F_{\text{tirante}} = \frac{M}{a} = 2364 \text{ N}$$

Dimensionado del tirante:

El coeficiente de seguridad es 1.5 y se barajaron dos posibilidades, principalmente porque disponíamos del material.

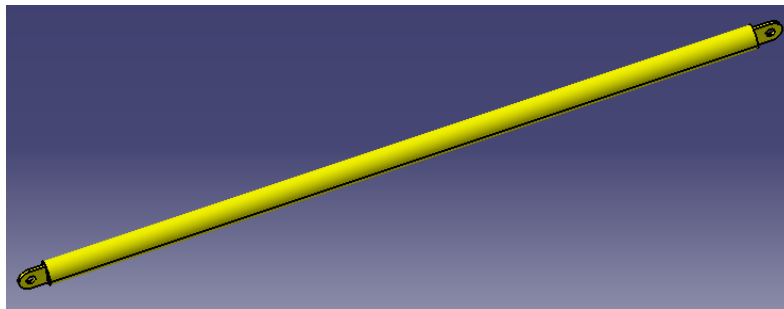
Varilla maciza de acero S235 de diámetro 6 mm

$$A_v = \frac{\pi * D^2}{4} = 28.3 \text{ mm}^2 \quad \sigma_v = \frac{F_{\text{tirante}} * CS}{A_v} = 125.4 \text{ MPa}$$

Tubo circular de acero Reynolds F-111 de diámetro $D_t=15$ mm y espesor $e=2$ mm

$$A_t = \frac{\pi * ((D_t)^2 + (D_t - 2e)^2)}{4} = 44 \text{ mm}^2 \quad \sigma_t = \frac{F_{\text{tirante}} * CS}{A_t} = 80.6 \text{ MPa}$$

Al final decidimos utilizar el tubo porque la tensión es mucho más pequeña que el de la varilla, pesa menos y es de un acero mejor. Además los agujeros de los extremos para los tornillos resultaban fáciles de taladrar.



Imag. 86 Tirante

Por otra parte, el tirante no se puede anclar con tornillos fijos. Tiene que tener permitido un cierto grado de movimiento, puesto que en la conducción, el bastidor varía su posición y por lo tanto el tirante intentará girar.

Para solventar dicho problema se intentará utilizar tornillos flojos que aguanten el corte que le provocará el tirante.

4.2. FUERZAS EXTERNAS EN LOS PUNTOS DE CONTACTO DE LAS RUEDAS CON EL SUELO

En proyectos anteriores de MotoStudent se realizaron cálculos exhaustivos de las fuerzas en la moto debidas a los casos de aceleración máxima, frenada máxima y paso por curva de la moto.

En la presente edición se han de rehacer los cálculos más importantes puesto que parámetros como la batalla, altura del centro de gravedad, las relaciones de transmisión de la caja de cambios, la potencia y el par del motor, radio de neumáticos, entre otros, son diferentes.

En los siguientes apartados se calcularán las fuerzas en el punto de contacto de la rueda con el suelo de los tres casos citados.

Más adelante se realizará la correspondiente traslación de cargas a los puntos de aplicación en el bastidor.

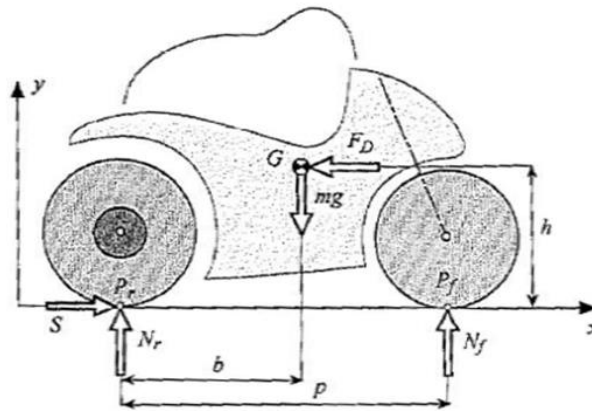
4.2.1. Datos y parámetros de la motocicleta

A continuación se definirán una serie parámetros con su valor numérico que serán utilizados para todos los cálculos:

Batalla	$p = 1270.6 \text{ mm}$
Distancia en el eje x desde el punto de contacto de la rueda trasera al CDG de toda la moto	$b = 600.0 \text{ mm}$
Altura del CDG	$h = 625 \text{ mm}$
Masa de la moto	$m_{\text{moto}} = 95 \text{ kg}$
Masa del piloto	$m_{\text{piloto}} = 75 \text{ kg}$
Masa de componentes	$m_{\text{varios}} = 10 \text{ kg}$
Radio rueda delantera	$R_f = 288.0 \text{ mm}$
Radio rueda trasera	$R_r = 300.5 \text{ mm}$
Coeficiente de rozamiento entre los neumáticos y el suelo	$\mu = 1.2$
Coeficiente de mayoración de cargas y de minoración de límite a elástico	$cs = 1.5$
Aceleración debida a gravedad	$g = 9.8 \text{ m/s}^2$
Nº de dientes del piñón	16
Nº de dientes de la corona	40

4.2.2. Movimiento lineal transitorio

Se asume como determinante el movimiento lineal transitorio puesto que es el que produce los mayores esfuerzos que deberá resistir la moto.



Imag. 87 Fuerzas en movimiento lineal transitorio

Con el sistema de fuerzas en la moto que se aprecia en la imagen anterior, las ecuaciones del equilibrio son las siguientes:

$$\text{Equilibrio de fuerzas verticales} \quad m * g - N_r - N_f = 0$$

$$\text{Equilibrio de momentos respecto al CDG} \quad S * h - N_r * b + N_f * (p - b) = 0$$

Siendo S la fuerza de avance.

4.2.3. Fuerza vertical debido a irregularidades del terreno

Como se sabe, las pistas de los circuitos de competición no son completamente planas, pueden presentar pequeñas irregularidades en el terreno que provocan cargas verticales en la moto, estas cargas se han de tener en cuenta y se sumarán a las cargas verticales resultantes de los casos de aceleración máxima, frenada máxima y paso por curva.

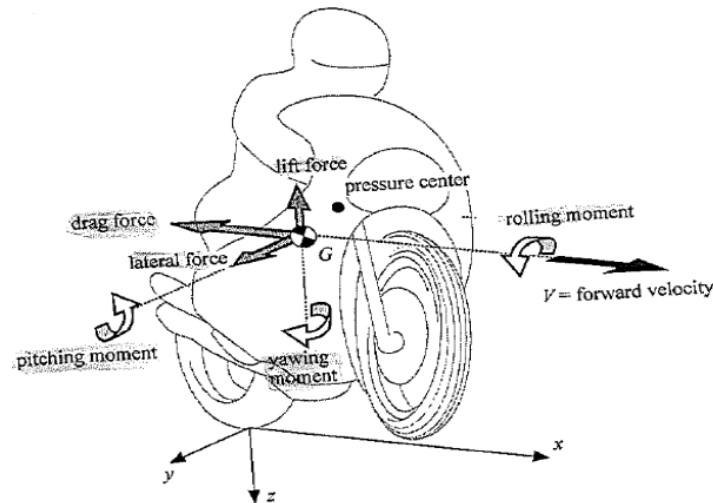
Existe formulación basada principalmente en estudiar el comportamiento de la mono-suspensión con un grado de libertad ante irregularidades del terreno con la que se puede calcular la carga vertical adicional, pero carece de mucho sentido hacerlo puesto que se calculó en ediciones anteriores y los resultados obtenidos eran muy parecidos.

En este trabajo se dará por validos los cálculos realizados con anterioridad al mismo. De esta manera la fuerza vertical debida a las irregularidades que puede presentar el terreno va en dirección perpendicular al suelo, su sentido es del suelo hacia arriba y tiene el siguiente valor:

$$F_{\text{terreno}} = 385 \text{ N}$$

4.2.4. Fuerzas de resistencia aerodinámica

Se llaman fuerzas de resistencia aerodinámicas a 3 fuerzas que se oponen al avance de la moto. Estas 3 fuerzas crean 3 momentos respecto del CDG conocidos como alabeo, guiñada y cabeceo. Como esos momentos son pequeños debido a la proximidad que hay entre el centro de presiones (punto de aplicación de las fuerzas de resistencia aerodinámica) y el centro de gravedad, se considera que las fuerzas aerodinámicas actúan en el centro de gravedad.



Imag. 88 Fuerzas aerodinámicas

Como se observa en la imagen anterior, las 3 fuerzas de resistencia aerodinámica son la “fuerza de arrastre o dragforce” que se opone al movimiento longitudinal, la “fuerza de sustentación o liftforce” que tiende a levantar la moto y la “fuerza lateral o lateral force” que intenta tirar la moto hacia un lado.

Al tratarse de un movimiento rectilíneo, las dos fuerzas que se tendrán en cuenta serán las de arrastre y sustentación, la fuerza lateral se despreciará puesto que será mucho menor que las anteriores.

Las expresiones que definen estas dos fuerzas son las siguientes:

$$F_D = \frac{1}{2} * \rho * C_D * A * V^2$$

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho * C_L * A * V^2$$

Siendo:

$$\rho = \text{densidad del aire} = 1.167 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_D = \text{coeficiente de arraste} = 0.688$$

$$C_L = \text{coeficiente de sustentación} = 0.25$$

$$A = \text{área frontal de la moto} = 0.32 \text{ m}^2$$

Los productos $C_D A$ y $C_L A$ serían las áreas de arrastre y sustentación respectivamente y su valor numérico está cogido de motocicletas de 250 cc que tienen características parecidas. C_D y C_L dependen básicamente del carenado, cuyo diseño no es objeto de este trabajo.

La velocidad a la que se darán las máximas fuerzas aerodinámicas será 180 km/h que es la velocidad máxima que se ha supuesto que alcanzará la moto.

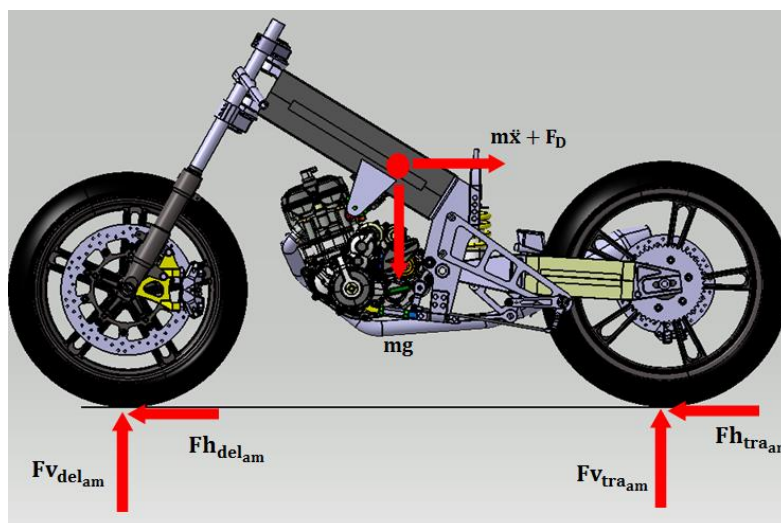
De esta manera las fuerzas de arrastre y sustentación tendrán el siguiente valor:

$$F_D = \frac{1}{2} * \rho * C_D * A * V^2 = \frac{1}{2} * 1.167 * 0.688 * 0.32 * 50^2 = 321.2 \text{ N}$$

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho * C_L * A * V^2 = \frac{1}{2} * 1.167 * 0.25 * 0.32 * 50^2 = 116.7 \text{ N}$$

4.2.5. Fuerzas en aceleración máxima

Se toma el problema como plano, por lo tanto no habrá fuerzas laterales en este caso. Las fuerzas que intervienen en este problema son las debidas a aceleración, peso y aerodinámica y las de los puntos de contacto de las ruedas con el suelo. Las fuerzas en los puntos de contacto se aprecian en la siguiente imagen y su valor depende de los casos que se estudiarán a continuación.



Imag. 89 Fuerzas en aceleración máxima

Siendo:

$Fh_{del_{am}}$ = fuerza horizontal en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo en aceleración máxima.

$Fh_{tra_{am}}$ = fuerza horizontal en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo en aceleración máxima.

$Fv_{del_{am}}$ = fuerza vertical en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo en aceleración máxima.

$Fv_{tra_{am}}$ = fuerza vertical en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo en aceleración máxima.

Los factores determinantes para calcular estas fuerzas, como son la limitación del motor, la tracción y la rodadura, con las ecuaciones correspondientes vienen reflejados en la bibliografía que aparece en el apartado correspondiente de este trabajo.

En ediciones anteriores de MotoStudent se determinó que:

- La $Fh_{del_{am}}$ es de valor cero puesto que se desprecia la fuerza de rodadura.
- La $Fh_{tra_{am}}$ y la $Fv_{del_{am}}$ que se deben tener en cuenta son las del caso de aceleración máxima limitada por el motor.
- La $Fv_{tra_{am}}$ viene determinada por el caso de aceleración máxima limitada por tracción.

4.2.5.1. *Aceleración máxima limitada por el motor*

En este caso la máxima fuerza de avance es la proporcionada por el motor.

Se tiene que:

$$S_m = T * \frac{w_m}{V} = T * \tau_m$$

Dónde:

S_m = fuerza de avance en aceleración máxima limitada por el motor

T = par máximo del motor

τ_m = ratio de velocidad de la rueda trasera

El par máximo del motor se dio a conocer en el apartado de curvas de par y potencia del motor y se determinó que se producía a 8600 rpm y tenía un valor de:

$$T = 25.44 \text{ N.m}$$

El ratio de velocidad de la rueda trasera se calcula dividiendo la relación de transmisión que hay desde el cigüeñal hasta la corona para la primera marcha (máxima aceleración en primera) por el radio de la rueda.

$$\tau_m = \frac{\left(\frac{70}{21}\right)\left(\frac{33}{14}\right)\left(\frac{40}{16}\right)}{R_r} = 65.37 \text{ m}^{-1}$$

Así se obtiene que:

$$S_m = 1663 \text{ N}$$

Ahora ya se puede resolver el sistema lineal de 2 ecuaciones con 2 incógnitas del apartado 4.2.2 de equilibrio del movimiento lineal transitorio, obteniéndose como resultado:

$$N_{fm} = 15.8 \text{ N}$$

$$N_{rm} = 1750 \text{ N}$$

Al tener una fuerza vertical en la rueda delantera significa que acelerando a tope la moto no puede volcar.

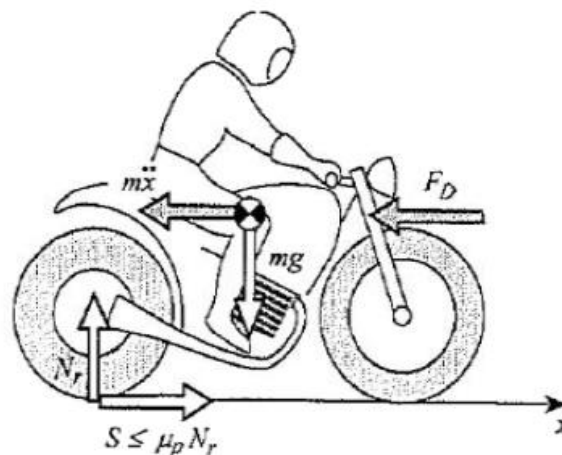
4.2.5.2. Aceleración máxima limitada por tracción

Se supone que el motor proporciona la potencia adecuada y se desprecia la fuerza de rodadura.

La expresión para la fuerza de avance (S_t para el caso de aceleración máxima limitada por tracción) es la siguiente:

$$S_t = m * \ddot{x} + F_D$$

Dónde F_D es la fuerza aerodinámica que se opone al avance.



Imag. 90 Fuerzas en aceleración limitada por tracción

Como el motor proporciona la potencia adecuada, la fuerza de avance tiene que ser menor o igual que el producto del coeficiente de rozamiento por la fuerza vertical N_{rt} . Así:

$$S_t \leq \mu_p * N_{rt}$$

De las ecuaciones de equilibrio en estado estacionario se tiene que:

$$N_{rt} = mg \frac{p-b}{p} + S \frac{h}{p}, \quad \text{con } S = S_t \text{ en este caso}$$

Reemplazando y sustituyendo:

$$N_{rt} = mg \frac{p-b}{p} + S_t \frac{h}{p} = \frac{S_t}{\mu_p} \rightarrow S_t = \frac{mg \left(\frac{p-b}{p} \right)}{\left(\frac{1}{\mu_p} - \frac{h}{p} \right)} = m * \ddot{x} + F_D$$

Se obtiene una expresión para la aceleración:

$$\ddot{x} = \frac{g \left(\frac{p-b}{p} \right)}{\left(\frac{1}{\mu_p} - \frac{h}{p} \right)} - \frac{F_D}{m}$$

Introduciendo los valores numéricos y haciendo $F_D = 0$, puesto que así se obtendrá la máxima aceleración, el resultado para la aceleración máxima, la fuerza de avance y la carga vertical N_r :

$$\ddot{x} = 15.16 \frac{m}{s^2} \quad S_t = 2729.5 \text{ N} \quad N_{rt} = 2275 \text{ N}$$

La fuerza vertical máxima que puede tener la rueda trasera es la de todo el peso, que es 1765.8 N, lo que significa que no resbalará antes de ponerse el motor a toda potencia.

4.2.5.3. Resultados de fuerzas en aceleración máxima

Teniendo en cuenta que $F_{\text{terreno}} = 385 \text{ N}$ y que el coeficiente de mayoración de cargas es $cs = 1.5$, los resultados para las fuerzas en el punto de contacto de las ruedas con el suelo para el caso de aceleración máxima son las siguientes:

$$F_{h_{\text{del}_{am}}} = 0 \text{ N}$$

$$F_{h_{\text{tra}_{am}}} = S_m * cs = 2494 \text{ N}$$

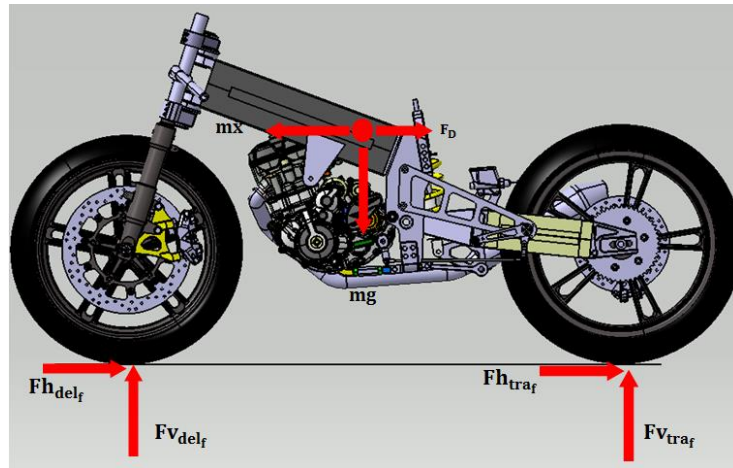
$$F_{v_{\text{del}_{am}}} = (N_{fm} + F_{\text{terreno}}) * cs = 601.3 \text{ N}$$

$$F_{v_{\text{tra}_{am}}} = (N_{rm} + F_{\text{terreno}}) * cs = 3202.4 \text{ N}$$

4.2.6. Fuerzas en frenada

Para que los esfuerzos resultantes sean más exigentes de cara al diseño, se considerará que sólo se frena con el freno delantero.

Las fuerzas que intervienen en este problema son las debidas a la deceleración, peso, aerodinámica y las de los puntos de contacto de las ruedas con el suelo. Las fuerzas en los puntos de contacto se aprecian en la siguiente imagen y su valor depende de los casos que se estudiarán a continuación.



Imag. 91 Fuerzas en frenada

Siendo:

Fh_{del_f} = fuerza horizontal en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo en frenada máxima.

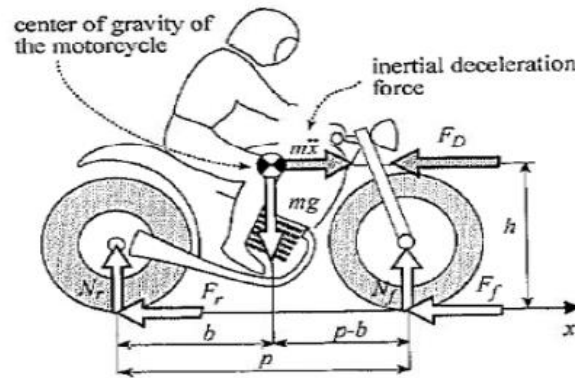
Fh_{tra_f} = fuerza horizontal en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo en frenada máxima.

Fv_{del_f} = fuerza vertical en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo en frenada máxima.

Fv_{tra_f} = fuerza vertical en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo en frenada máxima.

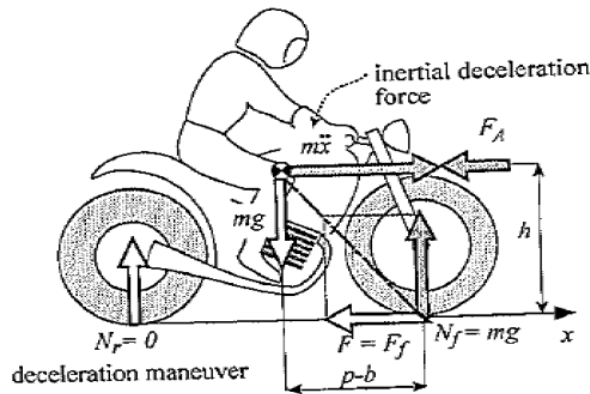
La formulación existente para la frenada tiene dos casos como determinantes:

- La frenada limitada por tracción que estudia la transferencia de carga de la rueda trasera hacia la delantera durante la frenada. El freno trasero es el encargado de impedir que exista esa transferencia de carga. El equilibrio de fuerzas se observa en la siguiente imagen:



Imag. 92 Fuerzas en frenada limitada por tracción

- Y la frenada limitada por vuelco en la que la carga vertical de la rueda trasera va disminuyendo hasta hacerse cero, en ese momento la moto empezaría a volcar.



Imag. 93 Fuerzas en frenada limitada por vuelco

4.2.6.1. Frenada limitada por tracción

Como se dijo, se supone que se frena sólo con el freno delantero, luego se apoyará en la rueda delantera todo el peso de la moto más la del piloto. Para que la rueda delantera no deslice la fuerza total de frenado no deberá exceder el producto de dicho peso por el coeficiente de rozamiento existente entre el suelo y el neumático.

Luego $F_{\text{ftraccion}}$ será:

$$F_{\text{ftraccion}} = \mu * m * g = 1.2 * 180 * 9.81 = \mathbf{2118.9 \text{ N}}$$

Las fuerzas verticales N_f y N_r que en este caso se llamarán N_{ff} y N_{fr} para diferenciarlas de otros casos tienen el siguiente valor:

$$N_{ff} = m_{\text{tot}} * g * \frac{b}{p} + F_{\text{ftraccion}} * \frac{h}{p} = \mathbf{1876.1 \text{ N}}$$

$$N_{fr} = -N_{ff} + m_{\text{tot}} * g = \mathbf{-110.4 \text{ N}}$$

Por su parte y como es lógico el valor de las fuerzas horizontales en el punto de contacto será tal que la suma de la fuerza horizontal delantera más la fuerza horizontal trasera será igual a la fuerza total de frenada, dichas fuerzas tienen el siguiente valor:

$$F_{ff} = \mu * N_{ff} = \mathbf{2251.4 \text{ N}} \quad F_{fr} = \mu * N_{fr} = -132.4 \text{ N} \quad F_{ftraccion} = F_{ff} + F_{fr}$$

La desaceleración que tendrá la moto, será la fuerza total de frenada dividida por la masa total:

$$\ddot{x}_t = -\frac{F_{ftraccion}}{m_{tot}} = -11.77 \frac{m}{s^2}$$

4.2.6.2. Frenada limitada por vuelco

Como la carga vertical soportada por la rueda trasera es cero, la fuerza vertical en la rueda delantera será igual a todo el peso de la motocicleta.

Es decir $N_{fv} = m_{tot} * g$. Haciendo sumatorio de momentos respecto del centro de gravedad se obtiene el valor de la fuerza total de frenada limitada por vuelco, dicha fuerza pasara por el punto de contacto del neumático con el suelo y por el centro de gravedad.

$$F_{fvuelco} = N_{fv} * \frac{p-b}{h} = \mathbf{1894.6 \text{ N}} \quad \text{Siendo } N_{fv} = \mathbf{1765.8 \text{ N}}$$

Como se ve en la ecuación anterior, la fuerza que se puede hacer para que la moto no vuelque depende básicamente del peso y de la posición del centro de gravedad. Por lo tanto, si la moto fuese demasiado ligera o si el centro de gravedad estuviese muy adelantado o demasiado elevado, ésta tendería volcar más fácilmente.

Sí se dividiese la fuerza de frenado por la masa total se obtendría la desaceleración, ésta se puede calcular teniendo y sin tener en cuenta la fuerza aerodinámica. Si se tiene en cuenta la fuerza aerodinámica la desaceleración lógicamente será mayor como se demuestra a continuación:

$$\ddot{x}_v = -g * \frac{p-b}{h} = -10.53 \frac{m}{s^2} \quad \text{si no se tiene en cuenta la fuerza aerodinámica}$$

$$\ddot{x}_{vFd} = -g * \frac{p-b}{h} - \frac{F_d}{m_{tot}} = -12.3 \frac{m}{s^2} \quad \text{si se tiene en cuenta la fuerza aerodinámica}$$

$F_d = \mathbf{321.2 \text{ N}}$, como se vio en el apartado de cálculo de máxima fuerza aerodinámica.

4.2.6.3. Resultados de fuerzas en frenada

Teniendo en cuenta que $F_{\text{terreno}} = 385 \text{ N}$, que el coeficiente de seguridad es $cs = 1.5$, y que las cargas determinantes ya sean horizontales o verticales serán las mayores de las obtenidas en los cálculos de los dos casos anteriores, los resultados son los siguientes:

$$F_{h_{\text{del}_f}} = F_{f_{\text{vuelco}}} * cs = 2841.9 \text{ N}$$

$$F_{h_{\text{tra}_f}} = 0 \text{ N}$$

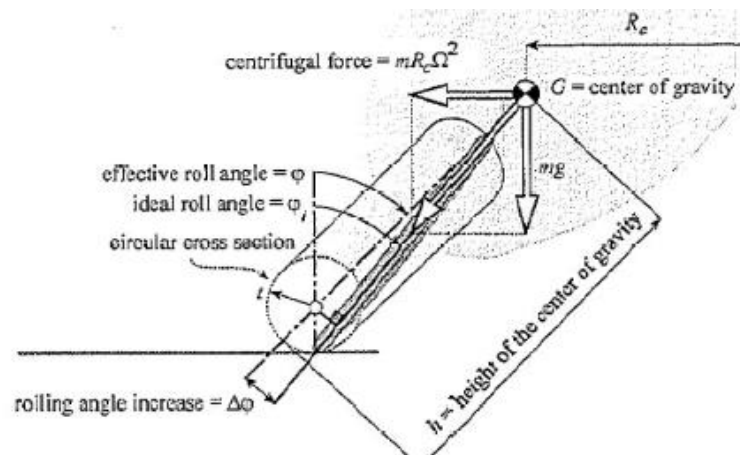
$$F_{v_{\text{del}_f}} = (N_{fv} + F_{\text{terreno}}) * cs = 3226.2 \text{ N}$$

$$F_{v_{\text{tra}_f}} = F_{\text{terreno}} * cs = 577.5 \text{ N}$$

4.2.7. Fuerzas en curva en estado estacionario

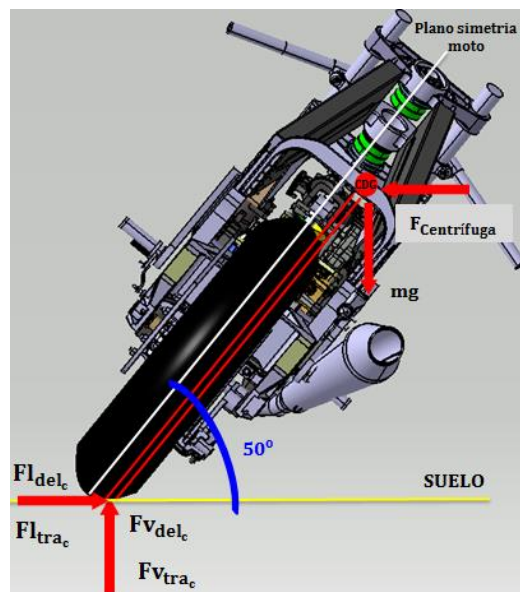
Se calculará las cargas verticales y laterales en el punto de contacto de los neumáticos, asimilando un estado estacionario cuando la moto está dando una curva.

Las fuerzas que se necesitan para el equilibrio de la moto en este problema son las debidas a la fuerza centrífuga, peso, y las de los puntos de contacto de las ruedas con el suelo.



Imag. 94 Fuerzas en curva

Como se observa en la imagen anterior de la teoría, el centro de gravedad se encuentra en el plano de simetría de la moto, en realidad esto no es así puesto que el piloto se mueve durante la curva desplazamiento el centro de gravedad. Esto hace que el ángulo cinemático de dirección sea cero simplificando el problema.



Imag. 95 Fuerzas y giro de la curva en giro

Las consideraciones que hemos tenido en cuenta de cara al cálculo es que el ángulo de inclinación es 50 grados y que las resultantes de las componentes verticales y laterales de las fuerzas en los puntos de contacto de las ruedas van en una dirección paralela al plano de simetría de la moto y pasan por el centro de gravedad o muy cerca de él. Los resultados no varían prácticamente de los calculados siguiendo la teoría y son válidos para nuestro diseño.

Siendo:

$F_{v_{delc}}$ = fuerza vertical en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo debida al paso por curva

$F_{l_{delc}}$ = fuerza lateral en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo debida al paso por curva

$F_{v_{trac}}$ = fuerza vertical en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo debida al paso por curva

$F_{l_{trac}}$ = fuerza lateral en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo debida al paso por curva

Como viene definido en los libros citados en la bibliografía, las expresiones para calcular las fuerzas verticales en los puntos de contacto de los neumáticos con el suelo son las siguientes:

$$N_{fc} = m_{tot} * g * \frac{b}{p} - F_D * \frac{h}{p} * \cos\varphi \quad N_{rc} = m_{tot} * g * \frac{p-b}{p} - F_D * \frac{h}{p} * \cos\varphi$$

Siendo N_{fc} y N_{rc} las fuerzas verticales en la rueda delantera y trasera respectivamente y φ el ángulo de inclinación efectivo (en torno a los 50°).

El efecto de la fuerza de arrastre F_D es pequeño, luego se puede despreciar, quedando las siguientes expresiones:

$$N_{fc} = m_{tot} * g * \frac{b}{p} \quad y \quad N_{rc} = m_{tot} * g * \frac{p-b}{p}$$

Introduciendo los valores del peso total de la moto, batalla, altura del CDG, etc. Se tienen los siguientes resultados:

$$N_{fc} = 833.8 \text{ N} \quad N_{rc} = 932.0 \text{ N}$$

Por otra parte las fuerzas laterales tienen la siguiente expresión:

$$F_{fc} = N_{fc} * \frac{V_c^2}{g * \cos(\Delta) * R_{cr}} \quad F_{rc} = N_{rc} * \frac{V_c^2}{g * R_{cr}}$$

Siendo:

- F_{fc} y F_{rc} las fuerzas en la rueda delantera y trasera respectivamente
- V_c la velocidad en la curva

$V_c = R_c * \Omega$ Es la velocidad de avance donde $R_c = 68$ m es el radio de giro de la curva dónde sufre la moto en el circuito de Alcañiz y $\Omega = 0.4$ rad/s que es la velocidad de viraje.

- Δ es el ángulo cinemático de dirección que depende del ángulo de dirección efectivo y de los ángulos de deriva. Su cálculo en ediciones anterior de MotoStudent es $\Delta = 0.0128$ rad pero nosotros hemos cogido un valor de 0 porque como se dijo, el piloto normalmente en las curvas se mueve desplazando el centro de gravedad.
- R_{cr} es el radio de giro de la rueda trasera que se calcula utilizando la siguiente relación:

$$R_{cr} = R_c * \xi = R_c * \frac{\lambda_f}{\lambda_r} = R_c * \frac{\left(\frac{1-K_{\varphi f}}{K_{\lambda f}}\varphi\right)}{\left(\frac{1-K_{\varphi r}}{K_{\lambda r}}\varphi\right)}$$

$K_{\varphi f}$, $K_{\lambda f}$ y $K_{\varphi r}$, $K_{\lambda r}$ Son las constantes de rigidez de comba (subíndice φ) y deriva (subíndice λ) de los neumáticos delantero y trasero respectivamente y su unidad es rad^{-1} .

λ_f y λ_r Son los ángulos de deriva de los neumáticos delantero y trasero respectivamente.

φ Es el ángulo de inclinación efectivo expresado en rad.

ξ Es el ratio de la dirección.

Todos estos valores se han cogido iguales a los de ediciones anteriores y tienen el siguiente valor numérico:

$$K_{\varphi f} = 2.13 \text{ rad}^{-1} \quad K_{\varphi r} = 2.08 \text{ rad}^{-1}$$

$$K_{\lambda f} = 18.12 \text{ rad}^{-1} \quad K_{\lambda r} = 18.72 \text{ rad}^{-1}$$

Por lo tanto $R_{cr} = 73.63$ m

Así, los valores para las fuerzas laterales son los siguientes:

$$F_{fc} = 854.2 \text{ N}$$

$$F_{rc} = 954.6 \text{ N}$$

4.2.7.1. Resultados de fuerzas en curva

Al igual que los casos anteriores se añade a las cargas verticales la carga debida a irregularidades del terreno y se emplea un coeficiente de mayoración de cargas de 1.5.

$$F_{V_{delc}} = (N_{fc} + F_{terreno}) * cs = 1828.3 \text{ N}$$

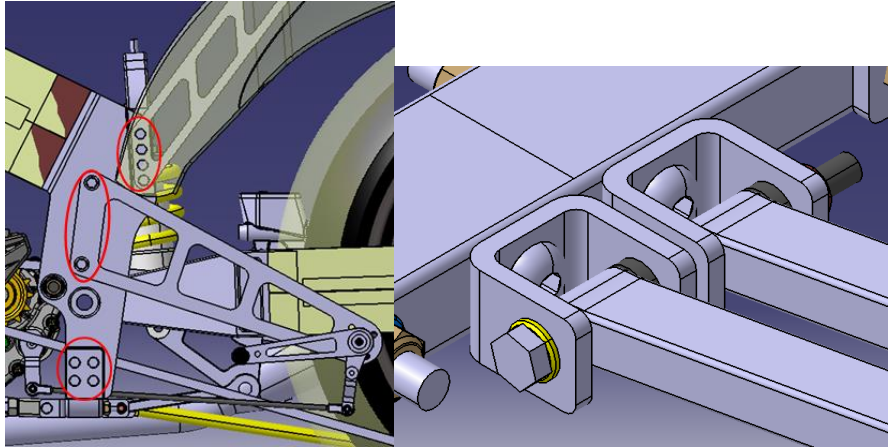
$$F_{L_{delc}} = F_{sf} * cs = 1281.3 \text{ N}$$

$$F_{V_{trac}} = (N_{rc} + F_{terreno}) * cs = 1975.4 \text{ N}$$

$$F_{L_{trac}} = F_{sr} * cs = 1431.9 \text{ N}$$

4.3. UNIONES ATORNILLADAS

Las uniones entre componentes de aluminio, como ya se ha ido diciendo en varios apartados de este trabajo, se harán mediante uniones atornilladas.



Imag. 96 Uniones atornilladas

Como se observa en la imagen anterior, las uniones atornilladas del bastidor que se deben calcular son las siguientes:

- Unión atornillada del soporte de los links con los soportes traseros
- Unión atornillada de las estriberas con los soportes traseros
- Unión atornillada de U-links con el soporte de los links
- Unión atornillada del soporte del muelle con los soportes traseros

El método de cálculo se basa principalmente en obtener la tensión normal debida a los esfuerzos cortantes o axiales a los cuales está sometido el tornillo y compararla con su límite elástico o tensión admisible.

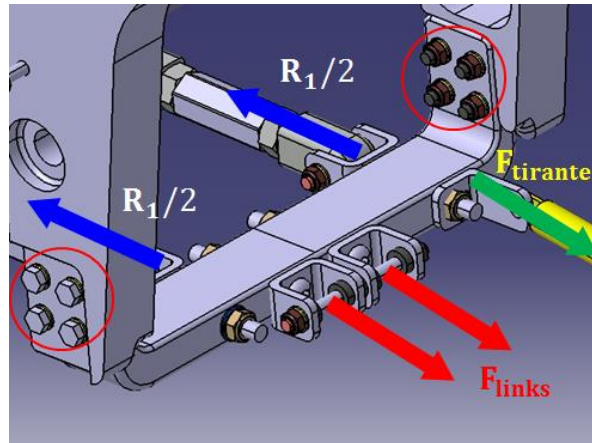
4.3.1. Unión atornillada del soporte del link con los soportes traseros

Descripción del problema

Se estudió la posición y número de tornillos necesarios para que la unión atornillada que sirve para unir el soporte de los links y el soporte trasero resista los esfuerzos cortantes y momentos debidos a la acción de las fuerzas F_{links} , R_1 y $F_{tirante}$

La F_{tirante} es la fuerza que hace el tirante (tubo de acero), que une la pinza de freno trasero con el bastidor, durante la frenada.

Como aceleración y frenada no se pueden dar a la vez, el caso determinante será el de aceleración máxima puesto que las fuerzas actuantes en este caso son mayores a las que actúan en el caso de frenada.



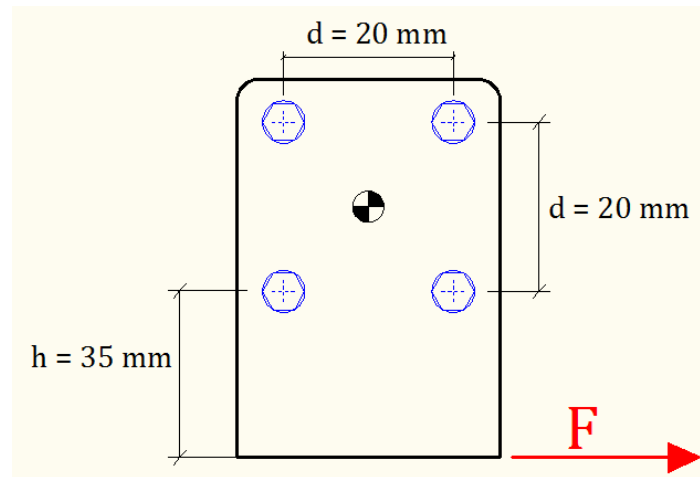
Imag. 97 Fuerzas a soportar por la unión

La fuerza F que le toca soportar a cada unión atornillada será:

$$F = \frac{F_{\text{links}}}{2} + \frac{R_1}{2} = \frac{9938}{2} + \left(-\frac{1955.5}{2}\right) = 3989.3 \text{ N}$$

Según la bibliografía de uniones atornilladas, se ha de definir el centroide de los tornillos. En este caso no es demasiado complicado definir su posición puesto que los cuatro tornillos forman un cuadrado de 20x20 mm y por geometría, el centroide estará en el centro del cuadrado.

Así, el problema plano será el siguiente:



Imag. 98 Dimensiones de la unión

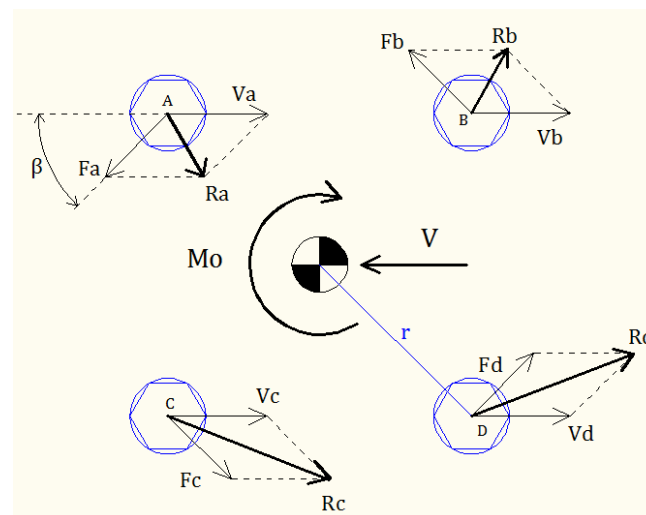
Se supone que la fuerza es en dirección horizontal, puesto que los ángulos de F_{links} y R_1 respecto de la horizontal son muy pequeños.

Reacciones y cortantes en los tornillos

El cortante y el momento en el centroide de los tornillos serán los siguientes:

$$V = F = 3989.3 \text{ N}$$

$$M_o = F * \left(h + \frac{d}{2} \right) = 179.5 * 10^3 \text{ N. mm}$$



Imag. 99 Resultantes en los tornillos

Si se calculan las reacciones en cada tornillo, habrá 4 componentes horizontales que contrarrestan V y otras 4 cuya dirección está por el ángulo β que contrarrestan el momento M_o .

$$V_a = V_b = V_c = V_d = \frac{V}{4} = 997.3 \text{ N}$$

$$F_a = F_b = F_c = F_d = \frac{M_o}{4r} = 3173.4 \text{ N}$$

Siendo:

$$r = \sqrt{\left(\left(\frac{d}{2}\right)^2\right) + \left(\left(\frac{d}{2}\right)^2\right)} = 14.14 \text{ mm}$$

Las resultantes R serán la suma vectorial de las componentes V y F en cada tornillo.

$$R_a = R_b = \sqrt{((F_a * \cos\beta - V_a)^2) + ((F_a * \sin\beta)^2)} = 2567 \text{ N}$$

$$R_c = R_d = \sqrt{((F_c * \cos\beta + V_c)^2) + ((F_c * \sin\beta)^2)} = \mathbf{3942 \text{ N}}$$

Siendo:

$$\beta = \text{atan}\left(\frac{d}{d}\right) = 45 \text{ grados}$$

Dimensionamiento de los tornillos

Las dos fuerzas Rc y Rd son mayores que Ra y Rb, luego la fuerza cortante que se utilizará para dimensionar los tornillos será **R = Rc = Rd = 3942 N**.

Si se eligen tornillos de métrica 6 se tiene:

$$M = 6 \quad p = 1 \text{ mm} \quad D_{eq} = M - \left(\frac{p}{2}\right) = 5.50 \text{ mm} \quad Area_{eq} = \pi * \frac{D_{eq}^2}{4} = 23.76 \text{ mm}^2$$

Area_{eq} Es el área que está trabajando para resistir los esfuerzos y *p* es el paso de la rosca del tornillo.

Teniendo en cuenta que el coeficiente de seguridad es *cs*=1.5, la tensión cortante es:

$$\tau = \frac{R}{Area_{eq}} * cs = 248.9 \text{ MPa}$$

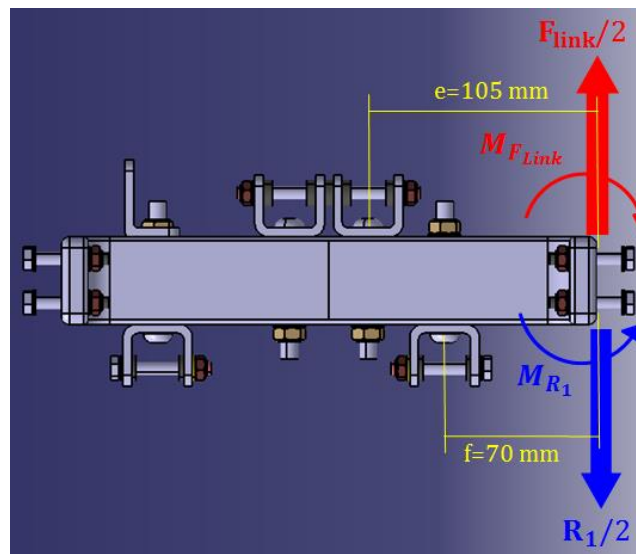
Según el criterio de Von Mises se sabe que:

$$\sigma = \sqrt{3} * \tau = \mathbf{431.1 \text{ MPa}}$$

Aunque se podrían utilizar tornillos 6.8, para más seguridad se utilizarán tornillos de calidad 8.8, como se sabe el límite elástico de estos tornillos es 640 MPa y no darán ningún problema.

Par de apriete

La traslación de las fuerzas F_{links} y R_1 desde su punto de aplicación en el soporte de los links al plano de unión entre las dos piezas, crea también momentos, para más claridad se adjunta la siguiente imagen donde se aprecian simbólicamente dichos momentos:



Imag. 100 Fuerzas y momentos de las uniones

El momento total será:

$$M_{F_{\text{link}}R_1} = M_{F_{\text{link}}} - M_{R_1} = \left(\frac{F_{\text{link}}}{2}\right) * e - \left(\frac{R_1}{2}\right) * f = 590 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

La fuerza total normal será la división entre el momento anterior y la distancia entre tornillos y la fuerza que aguantará cada tornillo la fuerza total normal dividida por el número de tornillos que en este caso son 4.

$$F_{M1} = \frac{M_{F_{\text{link}}R_1}}{d * 4} = 7374.7 \text{ N}$$

El par de apriete se define como:

$$T = F * K * D$$

Siendo F la fuerza normal que actúa en la unión, K se conoce como coeficiente del par de torsión y D el diámetro del tornillo (la métrica).

El valor de K depende de la condición superficial del tornillo o perno pero en términos generales se toma un valor de 0.25.

Luego:

$$T = 7374.7 \text{ N} * 0.25 * 6\text{mm} * \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} \approx 11 \text{ N.m}$$

Comprobación de que el tornillo M6 de calidad 8.8 aguanta:

$$\sigma_{\text{tornillo}} = \frac{F_{M_1} * cs}{Area_{eq}} = 465.6 \text{ MPa}$$

Aplastamiento del aluminio

Para piezas de aluminio, el par de apriete suele estar en valores cercanos y menores a 13 N.m para cumplir con la condición de no aplastar el aluminio, luego podemos concluir que no habrá aplastamiento del aluminio. Como ya se sabe, el aluminio que se utilizará para fabricar las piezas es el 6061 T6. A continuación se calculará la tensión normal de aplastamiento como comprobación para que en ningún se produzca dicho aplastamiento.

$$\sigma_{\text{aluminio}} = \frac{F_{M_1} * cs}{A_{\text{contact}}}$$

El área de contacto A_{contact} si se colocan arandela plana sin bisel DIN 125-A será:

$$A_{\text{contac}} = \pi * \frac{D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2}{4} = \frac{\pi}{4} * 12^2 - 6,4^2 = 80.93 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{\text{aluminio}} = \frac{8621.6 * 1,5}{80.93} = 136.7 \text{ MPa}$$

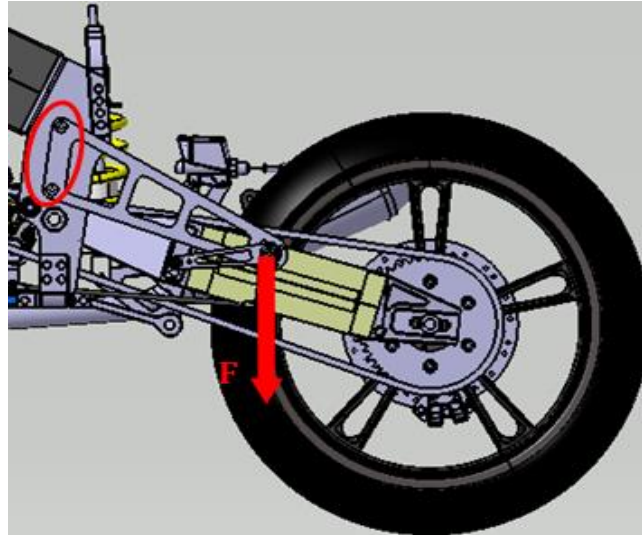
Así pues, se reafirma que no habrá aplastamiento del aluminio.

4.3.2. Unión atornillada de las estriberas con los soportes traseros

Al igual que en ediciones anteriores las estriberas irán atornilladas al bastidor y en concreto a los soportes traseros. Una vez diseñada la estribera, se han de calcular los tornillos de la misma manera que en el apartado anterior.

Descripción del problema

La unión atornillada deberá resistir los esfuerzos debidos a la acción de la mitad del peso del piloto.

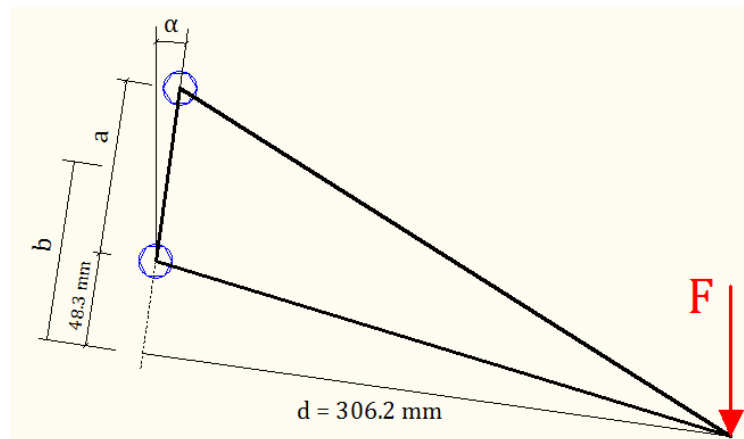


Imag. 101 Fuerzas debidas al piloto

Se sabe que la masa del piloto es de 75 Kg, por lo tanto el valor de la fuerza F es:

$$F = \frac{mg}{2} = 367.88 \text{ N}$$

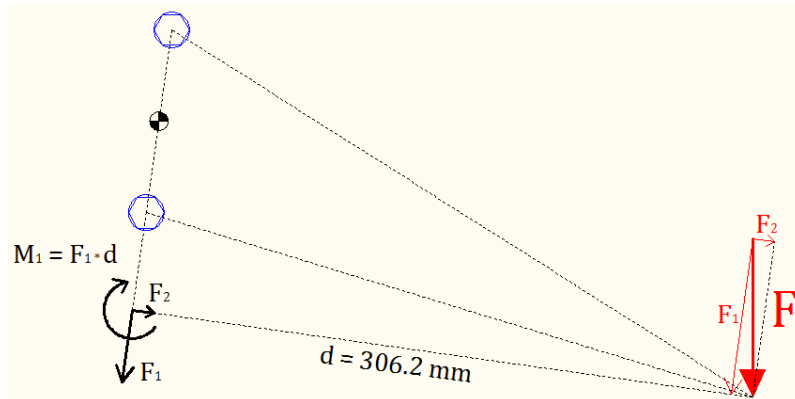
El problema plano es el que se representa en la siguiente imagen:



Imag. 102 Dimensiones de la estribera

El problema anterior será equivalente al siguiente sistema de fuerzas más un momento. Lo que se hace descomponer la fuerza F en dos ejes, la dirección de uno de ellos coincide con la línea que une los centros de los tornillos y el otro es perpendicular al anterior, luego se traslada las componentes de F a otro punto de

aplicación desde el cual es más sencillo calcular los cortantes y momentos en el centroide de la unión.



Imag. 103 Fuerzas y momentos en la unión de la estribera

El centroide de esta unión atornillada estará en el punto medio de la línea que une los centros de los tornillos.

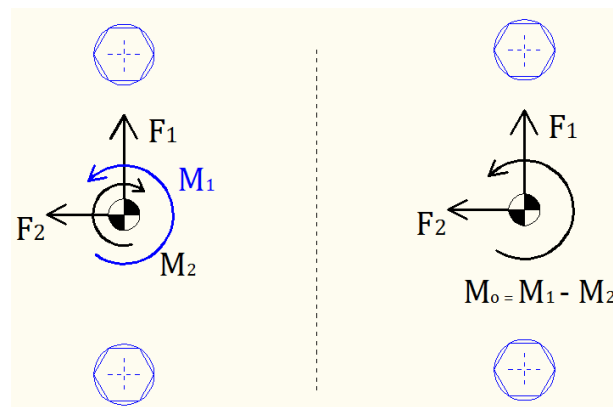
El valor de las fuerzas F_1 , F_2 y el momento M_1 son los siguientes:

$$F_1 = F \cos(\alpha) = 364.29 \text{ N} \quad F_2 = F \sin(\alpha) = 51.20 \text{ N}$$

$$M_1 = F * 306.2 = 111.55 * 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Reacciones y cortantes en los tornillos

Visto lo anterior, en el centroide actuarán las dos fuerzas F_1 y F_2 y también dos momentos que actúan en sentidos contrarios, el primero será $M_1 = F_1 * d$ y el segundo $M_2 = F_2 * b$. El momento M_1 es mayor que M_2 por lo tanto la suma de momentos tendrá el sentido de M_1 y su valor será $M_0 = M_1 - M_2$. Los sentidos de las fuerzas y de los momentos citados se observan en la siguiente figura:

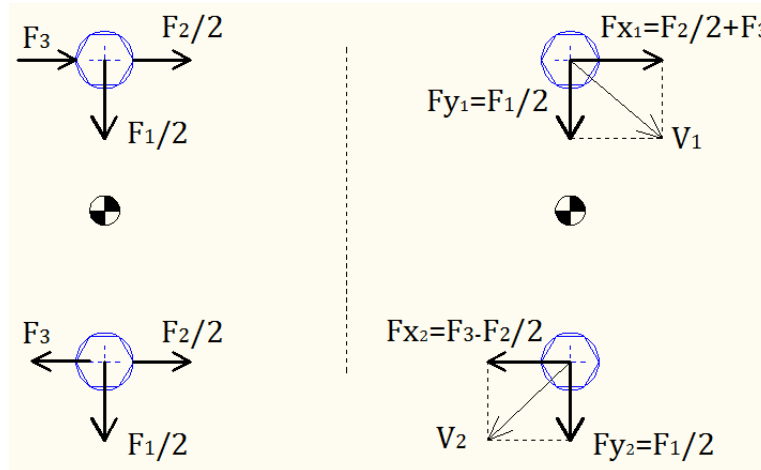


Imag. 104 Reacciones y cortantes en los tornillos

El valor del momento M_0 es:

$$M_o = M_1 - 51.20 * \left(\frac{a}{2} + 48,3\right) = 106.77 * 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por lo tanto, en cada tornillo se tendrán tres fuerzas cortantes de las cuales habrá que encontrar la resultante. Las dos primeras serán F_1 y F_2 divididas entre 2 que contrarrestan las fuerzas F_1 y F_2 respectivamente mientras que la tercera (F_3) será la encargada de contrarrestar el momento M_o .



Imag. 105 Resultantes en los tornillos

Las fuerzas cortantes en los ejes x e y son las siguientes:

$$F_{x_1} = \frac{F_2}{2} + F_3 = \frac{F_2}{2} + \frac{M_o}{a} = \frac{51.20}{2} + \frac{106.77 * 10^3}{90} = 1211.9 \text{ N}$$

$$F_{x_2} = F_3 - \frac{F_2}{2} = \frac{M_o}{a} - \frac{F_2}{2} = \frac{106.77 * 10^3}{90} - \frac{51.20}{2} = 1160.7 \text{ N}$$

$$F_{y_1} = F_{y_2} = \frac{F_1}{2} = 182.15 \text{ N}$$

Dimensionamiento de los tornillos

Si se observan los resultados del apartado anterior, el tornillo superior está sometido a más carga cortante que el inferior, luego dimensionaremos los tornillos con el dato de dicha carga cortante.

La fuerza cortante resultante de F_{x_1} y F_{y_1} es:

$$V_1 = \sqrt{(F_{x_1}^2) + (F_{y_1}^2)} = 1225.5 \text{ N}$$

Se eligen tornillos de métrica 6 con un factor de seguridad $cs=1,5$. En el apartado anterior se calculó el área equivalente de este tornillo, por lo tanto, la tensión de cortadura es la siguiente:

$$\tau = \frac{V_1 * cs}{A_{eq}} = \frac{1225.5 * 1,5}{23.76} = 77.38 \text{ MPa}$$

La tensión normal es:

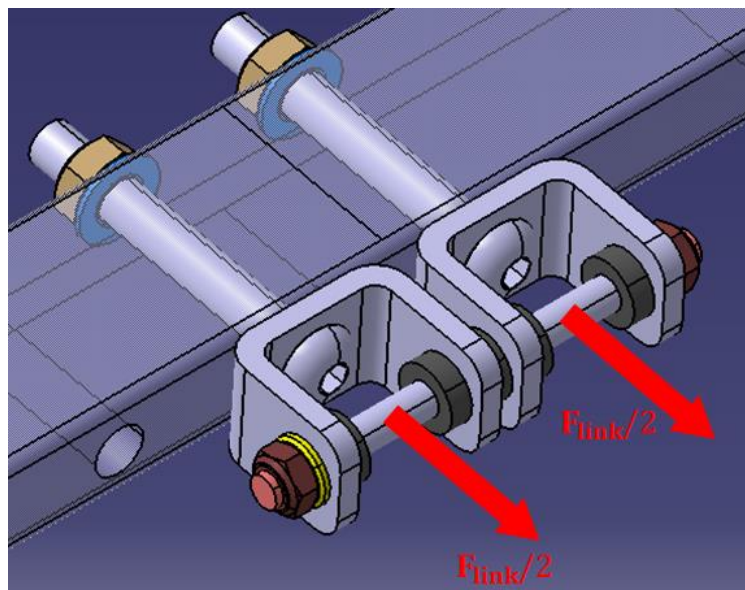
$$\sigma = \sqrt{3} * \tau = 134.02 \text{ MPa}$$

Con este resultado se concluye que los tornillos a utilizar serán M6 de calidad 8.8, se podría elegir tornillos de menor calidad pero se intentará universalizar los componentes que se puedan para hacer más sencillo el montaje.

Se trata de una tensión normal pequeña luego el par de apriete será pequeño también (relación $F = \sigma * A$ y $T = K * F * D$). Se establece como par de apriete 11 N.m que aseguraría la unión sin aplastar el aluminio.

4.3.3. Unión atornillada de U-links con el soporte de los links

En este caso se dimensiona el tornillo que une el soporte de los links con la U que sirve para unir el bastidor con los links.



Imag. 106 Fuerzas en el eje de los links

La fuerza que somete a tracción a la unión es la F_{links} dividida por 2, puesto que se tienen 2 U. Hay otras 2 U que sirven para sujetar el motor por su parte inferior, pero la fuerza que tira de ellas es inferior a la F_{links} , luego basta con dimensionar las U que están más cargadas.

El valor de la fuerza F que tira de la unión es:

$$F = \frac{F_{links}}{2} = \frac{9938}{2} = 4969 \text{ N}$$

Por seguridad se establece que el tornillo no supere el 40% de su límite elástico y un factor de mayoración de cargas de 1,5. Esto es porque si se producen pequeñas modificaciones en las longitudes de los componentes de la suspensión trasera, las reacciones en el bastidor cambian considerablemente de valor.

Así, se tiene que:

$$\sigma_{admisible} = 0,4 * S_y = 0,4 * 640 = 256 \text{ MPa}$$

Siendo $S_y = 640 \text{ MPa}$ el límite elástico de un tornillo de calidad 8.8.

Con la tensión máxima admisible se calcula el área y diámetro de trabajo que tendrá el tornillo:

$$Area = \frac{F * cs}{\sigma_{adm}} = \frac{4969 * 1,5}{256} = 29.1 \text{ mm}^2$$

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{A_{rea} * 4}{\pi}} = 6.08 \text{ mm}$$

Un tornillo M6 no puede ser porque $D_{eqM6} > 6 \text{ mm}$. El paso de un tornillo M8 es $p = 1,25 \text{ mm}$ y por lo tanto $D_{eqM8} = 8 - \left(\frac{p}{2}\right) = 7.375 \text{ mm}$.

Como $D_{eqM8} > D_{eq}$, se concluye que los tornillos para esta unión serán M8 de calidad 8.8.

Par de apriete

En este caso interesa conocer el par de apriete para no sobrecargar el tornillo.

Como se dijo, el par de apriete tiene la siguiente expresión:

$$T = F * K * D$$

Luego:

$$T = 4969 \text{ N} * 0.25 * 8\text{mm} * \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} \approx 10 \text{ N.m}$$

Resistencia de la U

Conviene también calcular si no se produce aplastamiento del material de la U en contacto con la cabeza del tornillo o con la arandela si la lleva.

Los tornillos elegidos para este apartado son de cabeza redonda ALLEN DIN 7380. El diámetro exterior de la cabeza del tornillo es 14 mm mientras que el del agujero de las piezas a unir es de 9.25 mm (no se tiene en cuenta el diámetro del tornillo sino el del agujero).

Luego el área de contacto será:

$$A_{\text{contact}} = \frac{\pi}{4} * (14^2 - 9,5^2) = 83.06 \text{ mm}^2$$

La fuerza que tira de la unión es F, por lo tanto la tensión normal que se da es:

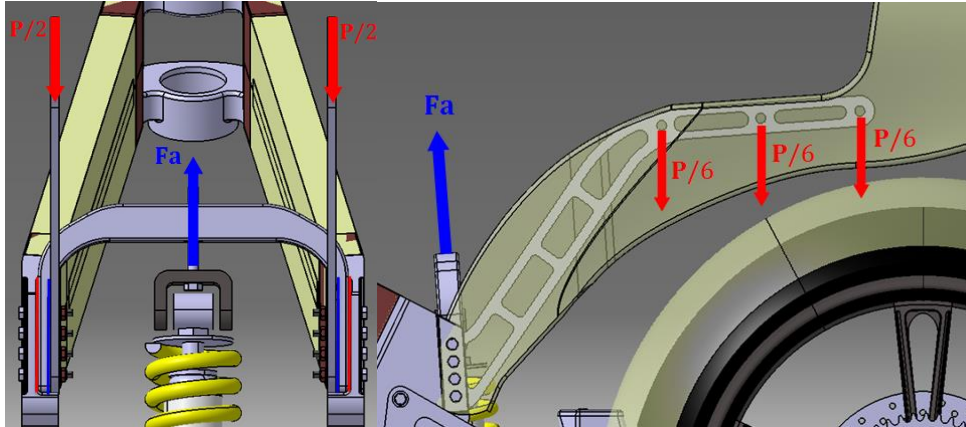
$$\sigma = \frac{F * cs}{A_{\text{contact}}} = 89.7 \text{ MPa}$$

La tensión obtenida es menor a la que tendrá el acero S355 luego se concluye que no habrá aplastamiento del material de la U.

El tornillo se colocará del lado de los links para facilitar el montaje, no es necesaria arandela del lado de la cabeza del tornillo, pero del lado de la tuerca llevará arandela M8 DIN125-A. Se comprobó que por ese lado tampoco habría aplastamiento.

4.3.4. Unión atornillada del soporte del muelle con los soportes traseros

Esta unión está sometida a la acción de la fuerza F_a calculada en el apartado 4.4.1.5 y de una fuerza a la que se llamará P debida al peso del piloto.

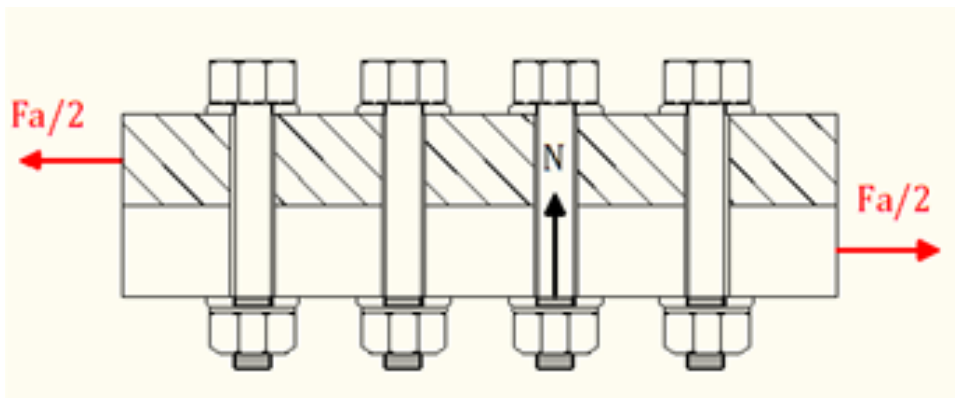


Imag. 107 Fuerzas del colín y del muelle

Como se observa en las imágenes anteriores, las fuerzas F_a y $P/2$ actúan en direcciones y sentidos diferentes y la sección crítica del tornillo tampoco es la misma, luego el estudio de la resistencia del tornillo se hará diferenciando los dos casos de carga.

Acción del muelle F_a

En la siguiente figura se observa la unión atornillada objeto de cálculo:



Imag. 108 Corte de la unión atornillada

El problema se resolverá asegurando que la fuerza a la que está sometida la unión no venza la fuerza total de fricción que se da entre las superficies de contacto (las dos piezas de aluminio) debido al apriete entre ellas.

La carga de diseño será:

$$F_m = \frac{F_a}{2} = \frac{7225}{2} = 3612.5 \text{ N}$$

La normal máxima (N) dependerá del límite elástico del tornillo. Se han elegido como en casos anteriores tornillos métrica 6 ($A_{eq} = 23.76 \text{ mm}^2$) con una calidad 8.8 y en este caso tendrá en cuenta un coeficiente de seguridad de 2. Por otra parte se tomará como coeficiente de rozamiento, entre las superficies de aluminio, el valor de 0.16. El coeficiente de rozamiento es bastante bajo por precaución, puesto que de las piezas una vez fabricadas, no conoceremos con exactitud dicho coeficiente.

Así N será:

$$N_{max} = \frac{S_{ytorn} * A_{eq}}{CS} = \frac{640 * 23.76}{2} = 7602.7 \text{ N}$$

La fuerza total que resistirá la unión, por fricción, será el producto de la normal máxima por el coeficiente de fricción (μ) y por el número de tornillos (n):

$$F_f = N_{max} * \mu * n = 7602.7 * 0.16 * 4 = 3649.3 \text{ N}$$

Si el valor de F_f es mayor que la carga de diseño F_m , la unión será segura. En este caso lo es (se hizo los cálculos con $n=2$ y $n=3$), luego se concluye que la unión no fallará.

En este tipo de unión de tornillos alineados se calcula también la separación de los tornillos para que el cono de presiones que crea un tornillo en las piezas que une no interfiera con el cono del siguiente tornillo.

Existe formulación para determinar dicha separación pero de manera general se calcula con la siguiente expresión:

$$s = 2.2 * D_{agujero}$$

Siendo s la separación de los tornillos y $D_{agujero}$ el diámetro del agujero donde ira alojado el tornillo. Por normativa, para un tornillo de métrica 6 el agujero debe ser de diámetro igual a 7 mm luego:

$$s = 2.2 * 7 = 15.4 \text{ mm}$$

La separación mínima debe ser 15.4 mm. En este caso se respeta la separación entre tornillos porque por geometría del soporte trasero se pudo colocar los 4 tornillos separados 17 mm uno de otro.

Por otro lado el par de apriete debe asegurar que la fuerza que tira del tornillo por acción de la tuerca sea como mínimo N_{\max} . Como se vio $K=0.25$ y el diámetro es 6.

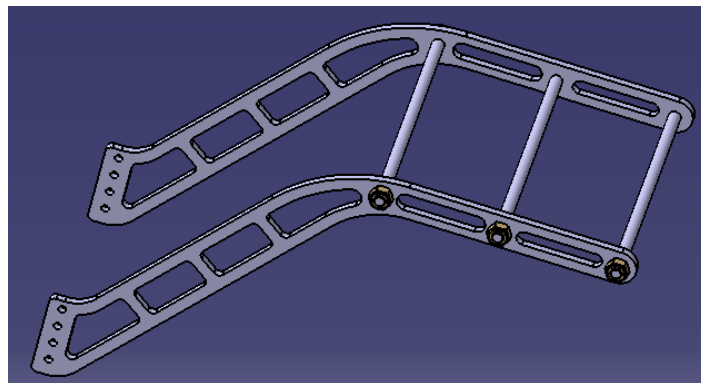
$$T = K * N_{\max} * D = 0.25 * 7602.7N * 6mm * \frac{1m}{1000mm} = 11.4 \text{ N.m}$$

El cálculo dice que el par de apriete debe ser 11.4 N.m. Se pondrá 12 N.m para más seguridad y comodidad con la llave dinamométrica.

Por su parte, por el tipo de tornillo, la unión llevará arandela a los dos lados. Como en casos anteriores se comprobó que no habrá aplastamiento del aluminio si se utiliza una arandela M6 DIN 125-A.

Acción del peso del piloto P

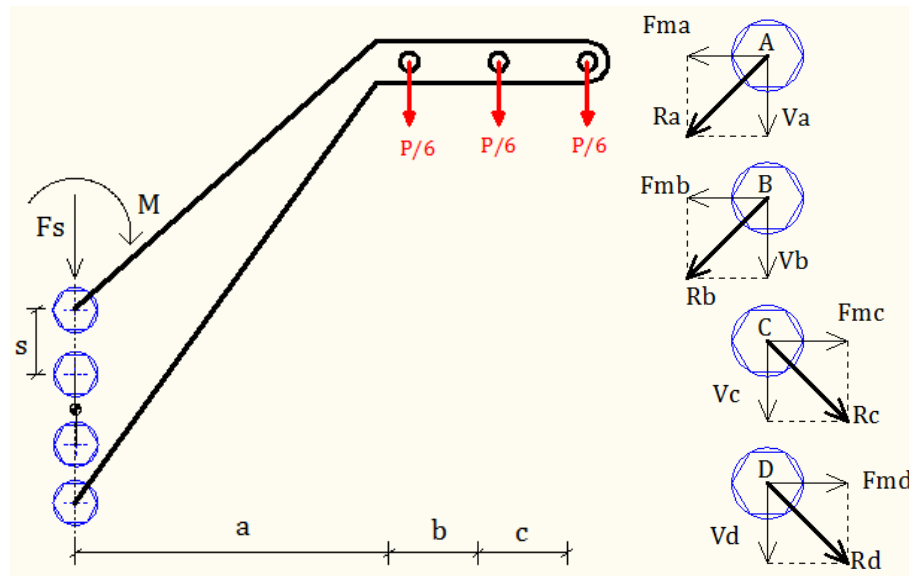
El subchasis propuesto está compuesto por dos piezas laterales de aluminio unidas con 3 ejes donde apoyará el colín.



Imag. 109 Subchasis

La unión atornillada de cada lado del bastidor deberá resistir los esfuerzos debidos a la acción de la mitad del peso del piloto, pero la fuerza $P/2$ (mitad del peso) no actúa en un solo punto. Por lo dicho anteriormente, la componente $P/2$ se dividirá en 3 componentes de igual dirección y sentido pero de valor igual a la 3ª parte de $P/2$ o lo que es lo mismo, la 6ª parte de P .

Como en casos anteriores se han de calcular las reacciones en el centroide de los tornillos y posteriormente las fuerzas cortantes como se indica en el siguiente esquema.



Imag. 110 Fuerzas en subchasis

La fuerza F_s y el momento M de la imagen tienen el siguiente valor:

$$F_s = \frac{P}{6} + \frac{P}{6} + \frac{P}{6} = \frac{P}{2} = \frac{m \cdot g}{2} = \frac{75\text{Kg} \cdot 9.81\text{m/s}^2}{2} = 367.875 \text{ N}$$

$$M = \frac{P}{6} \cdot a + \frac{P}{6} \cdot (a + b) + \frac{P}{6} \cdot (a + b + c) = 119.560 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Las componentes verticales de R_a , R_b , R_c y R_d son:

$$V_a = V_b = V_c = V_d = \frac{F_s}{4} = 91.97 \text{ N}$$

Mientras que las componentes horizontales de R_a , R_b , R_c y R_d se calculan haciendo sumatorio de momentos respecto del centroide de los tornillos.

$$F_{ma} \cdot \left(s + \frac{s}{2}\right) + F_{mb} \cdot \frac{s}{2} + F_{mc} \cdot \frac{s}{2} + F_{md} \cdot \left(s + \frac{s}{2}\right) = M$$

Por las características del problema se puede determinar que:

$$F_{ma} = F_{md} \text{ y } F_{mb} = F_{mc}$$

Así:

$$F_{ma} * (3s) + F_{mb} * s = M$$

Suponiendo que todos los tornillos trabajan igual, el momento que hacen F_{mb} y F_{mc} será igual que el que hacen F_{ma} y F_{md} , por lo tanto $F_{ma} = 3F_{mb}$, luego:

$$3F_{mb} * (3s) + F_{mb} * s = M \quad \text{con lo que } F_{mb} = \frac{M}{10s} = 703.3 \text{ N}$$

Por lo tanto la reacción R_a (igual a R_d y mayor que R_b y R_c) es:

$$R_a = \sqrt{((V_a)^2) + ((3F_{ma})^2)} = 2351.5 \text{ N}$$

Si se asume que todo el trabajo lo realizarán los tornillos A y D. Las componentes V_a y F_{ma} y la reacción R_a tendrían el siguiente valor:

$$V_a = \frac{F_s}{2} F_{ma} = \frac{M}{3s} R_a = 2351.5 \text{ N}$$

Es más razonable tomar este segundo valor como determinante debido a la problemática de la unión, por lo tanto, las tensiones cortante y normal serán:

$$\tau = \frac{R_a * cs}{A_{eq}} = \frac{2351.5 * 2}{23,76} = 197.95 \text{ MPa} \quad \sigma = \sqrt{3} * \tau = 342.86 \text{ MPa}$$

Como la tensión normal es menor que el límite elástico del tornillo M6 calidad 8.8, se concluye que la unión está bien calculada.

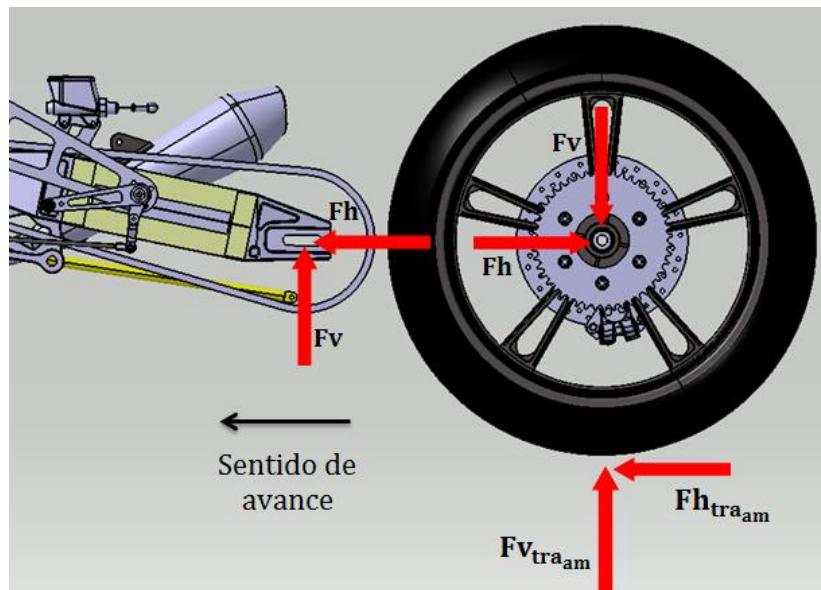
4.4. FUERZAS PARA EL FEM

En el presente apartado se calcularán las fuerzas que se utilizarán en el análisis FEM del bastidor. En general, se trasladará las cargas desde el punto de contacto de los neumáticos con el suelo hasta los componentes del bastidor, para el caso de aceleración máxima a través del sistema de suspensión trasera y para los casos de frenada y paso por curva a través de la horquilla.

4.4.1. Fuerzas en el bastidor por aceleración máxima

4.4.1.1. *Fuerzas en el eje de la rueda y basculante*

Primero se ha de trasladar las cargas calculadas en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo para el caso de aceleración máxima al eje de la rueda, eje que se encuentra unido al basculante. Como se observa en la siguiente imagen, las fuerzas F_h y F_v del eje de la rueda son iguales y de sentido contrario a las del punto de contacto con el suelo, mientras que la F_h y F_v del basculante son del mismo valor y sentido que las del punto de contacto de la rueda con el suelo.



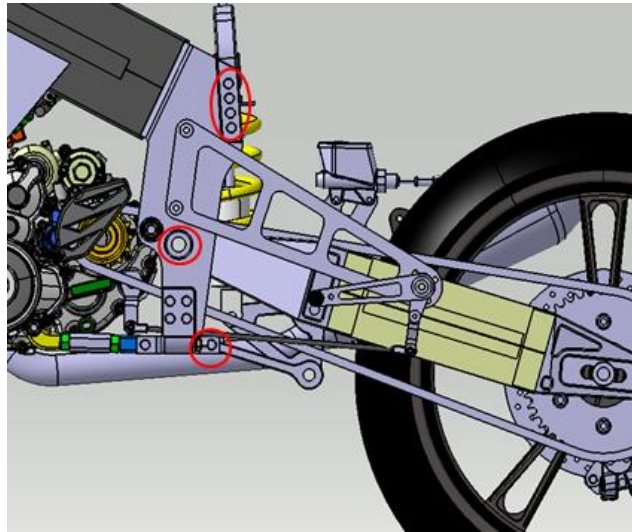
Imag. 111 Fuerzas en el eje del basculante

4.4.1.2. *Sistema de suspensión trasera*

El sistema de suspensión trasera está formado básicamente por basculante, amortiguador, rocker y links. Estos elementos están unidos entre sí mediante ejes que permiten el giro relativo de un componente respecto del otro.

La unión con el bastidor se realiza a través de un anclaje para el amortiguador (que incluye el muelle), un eje pequeño para sujetar los links y un eje grande para el basculante.

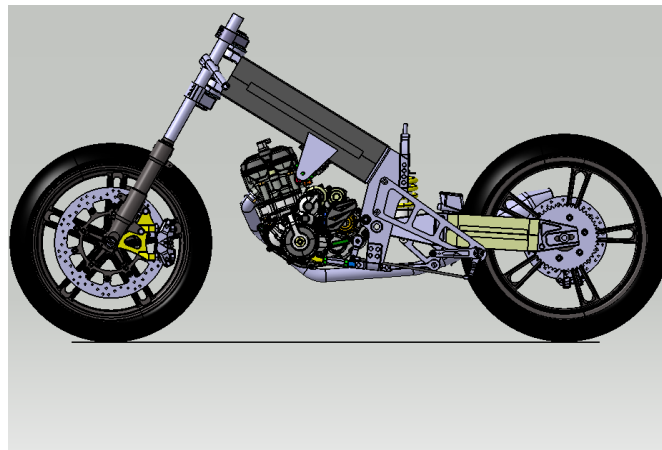
En la siguiente imagen se observa el sistema de suspensión trasera unida al bastidor:



Imag. 112 Fuerzas en el bastidor transmitidas por el basculante

Una ventaja de utilizar el software de diseño CATIA, es que se puede determinar la posición de toda la moto cuando sus dos sistemas de suspensión (horquilla y muelle de la suspensión trasera) se encuentran comprimidos al máximo.

En la siguiente imagen se observa la motocicleta con las suspensiones comprimidas al máximo:



Imag. 113 Posición de la moto con las suspensiones comprimidas al máximo

Esto fue útil para verificar el cumplimiento del reglamento en 2 aspectos:

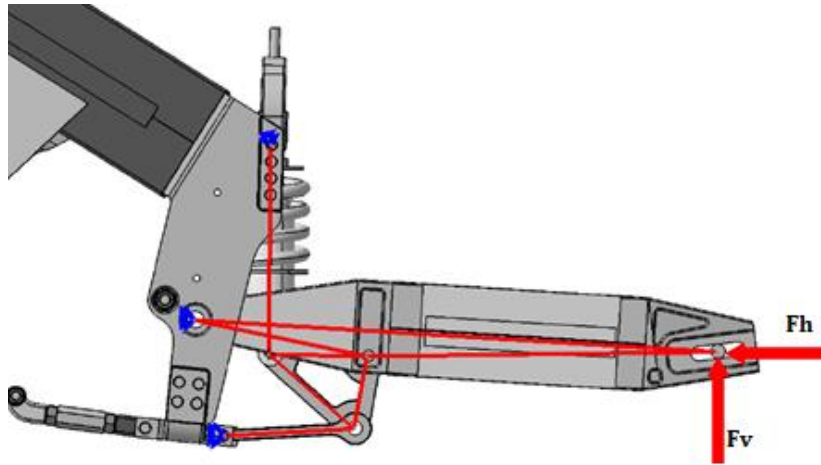
- La distancia entre el pavimento y la parte más baja de la motocicleta no debía ser inferior a 100 mm bajo cualquier situación de compresión de las suspensiones.
- La distancia entre los neumáticos y cualquier elemento de la motocicleta no podía ser inferior a 15 mm.

Y para dar solución al problema de posición de la suspensión trasera necesario para el cálculo de las reacciones en los apoyos del bastidor.

4.4.1.3. Problema de posición

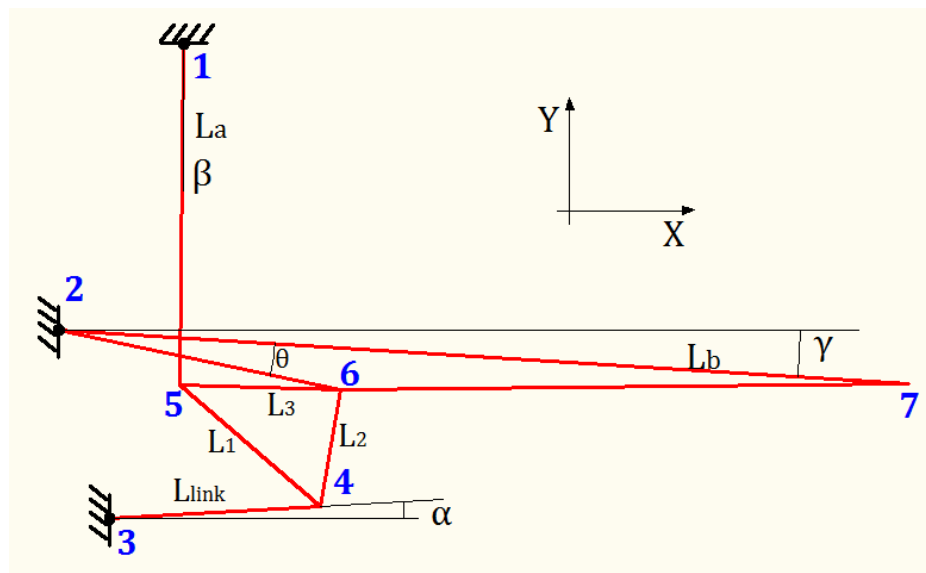
La situación determinante para el cálculo de los esfuerzos en el bastidor se dará con el muelle de la suspensión trasera comprimido al máximo.

Se podrían establecer una serie de ecuaciones para resolver el problema de posición, pero como ya se tiene una posición de la moto que obedece a restricciones geométricas, se da por válida dicha posición puesto que la situación de compresión máxima del muelle es difícil que se llegue a dar. Tal y como se aprecia en la siguiente imagen, el problema se reduce a un problema plano de equilibrio de fuerzas para un sistema de barras.



Imag. 114 Sistema de la suspensión trasera

A continuación se dará nombre a cada uno de los parámetros que intervienen en el problema:



Imag. 115 Parámetros y variables suspensión trasera

Siendo:

1, 2, 3, 4, 5, 6 y 7 Puntos de unión entre componentes. Cada punto tendrá sus coordenadas X e Y.

L_a , L_b y L_{link} Longitudes de amortiguador, basculante y links respectivamente.

L_1 , L_2 y L_3 Longitudes de los lados del rocker.

α Ángulo de giro del link respecto del eje X

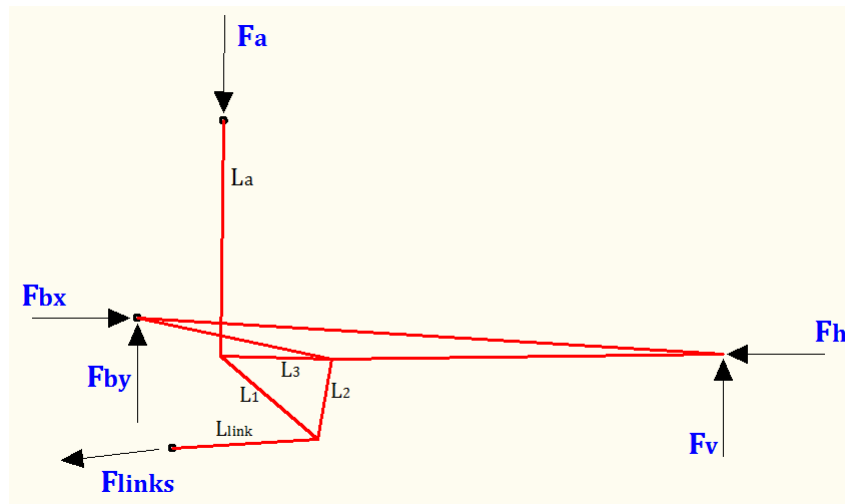
β Ángulo de giro del eje del amortiguador respecto del eje Y

γ Ángulo de giro del basculante respecto del eje X

θ Ángulo interno de la geometría del basculante.

4.4.1.4. Fuerzas y sistema de ecuaciones

Para la posición descrita en el apartado anterior, las fuerzas del conjunto de barras correspondiente es el siguiente:



Imag. 116 Fuerzas y reacciones del sistema

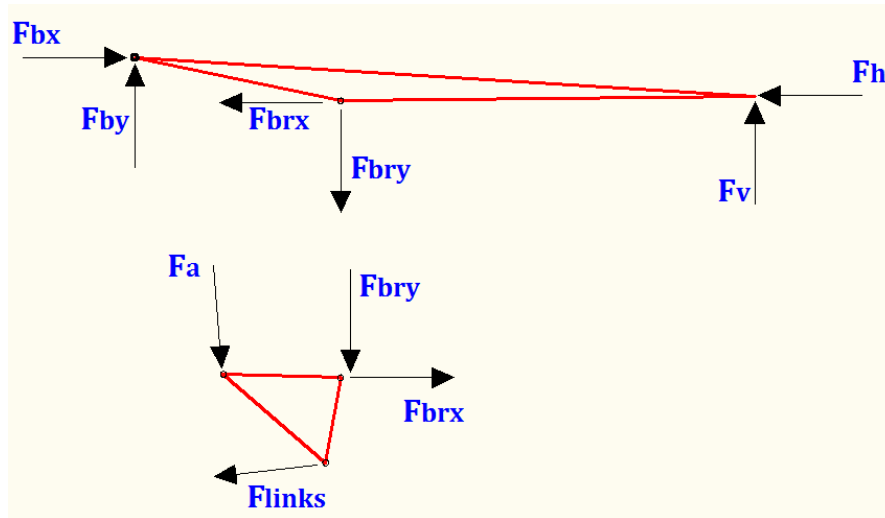
Las ecuaciones de la estática para este sistema son las siguientes:

$$F_a \cdot \sin(\beta) + F_{bx} - F_{link} \cdot \cos(\alpha) - F_h = 0$$

$$-F_a \cdot \cos(\beta) + F_{by} - F_{link} \cdot \sin(\alpha) + F_v = 0$$

$$F_{bx} \cdot (Y_1 - Y_2) - F_{by} \cdot (X_1 - X_2) - F_{link} \cdot \cos(\alpha) \cdot (Y_1 - Y_3) + F_{link} \cdot \sin(\alpha) \cdot (X_1 - X_3) - F_h \cdot (Y_1 - Y_7) + F_v \cdot (X_7 - X_1) = 0$$

Este sistema de ecuaciones tiene 3 ecuaciones con 4 incógnitas, luego necesitaremos más ecuaciones las cuales se obtendrán del análisis de fuerzas en el basculante y en el rocker.



Imag. 117 Diagrama de sólido libre

Se pondrán a continuación las 6 ecuaciones de la estática correspondientes al basculante y al rocker. En principio con 3 de ellas es suficiente para obtener una solución al problema.

Ecuaciones del basculante

$$F_{bx} - F_{brx} - F_h = 0$$

$$F_{by} - F_{bry} + F_v = 0$$

$$-F_{brx} * (Y_2 - Y_6) - F_{bry} * (X_6 - X_2) + F_h * (Y_7 - Y_2) + F_v * (X_7 - X_2) = 0$$

Ecuaciones del rocker

$$F_{brx} + F_a * \sin(\beta) - F_{link} * \cos(\alpha) = 0$$

$$F_{bry} - F_a * \cos(\beta) - F_{link} * \sin(\alpha) = 0$$

$$-F_{brx} * (Y_6 - Y_5) + F_{bry} * (X_6 - X_5) - F_{link} * \cos(\alpha) * (Y_5 - Y_4) - F_{link} * \sin(\alpha) * (X_4 - X_5) = 0$$

El problema final será resolver un sistema lineal de 6 ecuaciones con 6 incógnitas. En este caso se han utilizado las 9 ecuaciones descritas (el problema sigue siendo compatible determinado) y se ha resuelto el sistema con el software MATLAB. Al utilizar 9 ecuaciones en lugar de 6 lo que se consigue es una solución más exacta.

Las incógnitas serán por lo tanto:

$$F_a, F_{link}, F_{bx}, F_{by}, F_{brx}, F_{bry}$$

Mientras que los parámetros son:

$$\alpha, \beta, \gamma, \theta, F_h, F_v, X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_3, Y_3, X_4, Y_4, X_5, Y_5, X_6, Y_6, X_7, Y_7$$

4.4.1.5. Resultados

Para obtener una solución se necesita saber el valor de los parámetros en la posición de máxima compresión del amortiguador. Se toma como origen de coordenadas el punto 3 de la imagen 96.

La exactitud de los parámetros de posición descritos a continuación se debe a que su valor se obtuvo por medición directa en el plano (módulo DRAFTING) de la maqueta 3D de CATIA teniendo en cuenta que el eje X es paralelo al plano que define el suelo y el Y, un eje perpendicular a dicho plano.

Así, se tiene que:

En grados $\alpha = 9.09$ $\beta = 5.19$ $\gamma = 1.89$ $\theta = 8.37$

Aceleración máxima $\mathbf{F}_h = \mathbf{F}_{h_{tra_{am}}} = 2494 \text{ N}$ $\mathbf{F}_v = \mathbf{F}_{v_{tra_{am}}} = 3202.4 \text{ N}$

$X_1 = 20.46 \text{ mm}$ $Y_1 = 321.37 \text{ mm}$ $X_2 = -39.60 \text{ mm}$ $Y_2 = 116.00 \text{ mm}$

$X_3 = 0 \text{ m}$ $Y_3 = 0 \text{ mm}$ $X_4 = 133.20 \text{ mm}$ $Y_4 = 21.32 \text{ mm}$

$X_5 = 39.80 \text{ mm}$ $Y_5 = 88.75 \text{ mm}$ $X_6 = 139.53 \text{ mm}$ $Y_6 = 96.05 \text{ mm}$

$X_7 = 494.04 \text{ mm}$ $Y_7 = 134.82 \text{ mm}$

Con los datos anteriores, los valores de las fuerzas en el bastidor debidas a la aceleración máxima de la motocicleta son:

Fuerza en el anclaje del muelle

$$F_a = 7225 \text{ N}$$

Fuerza total en los links

$$F_{links} = 9938 \text{ N}$$

Fuerzas en el eje del basculante

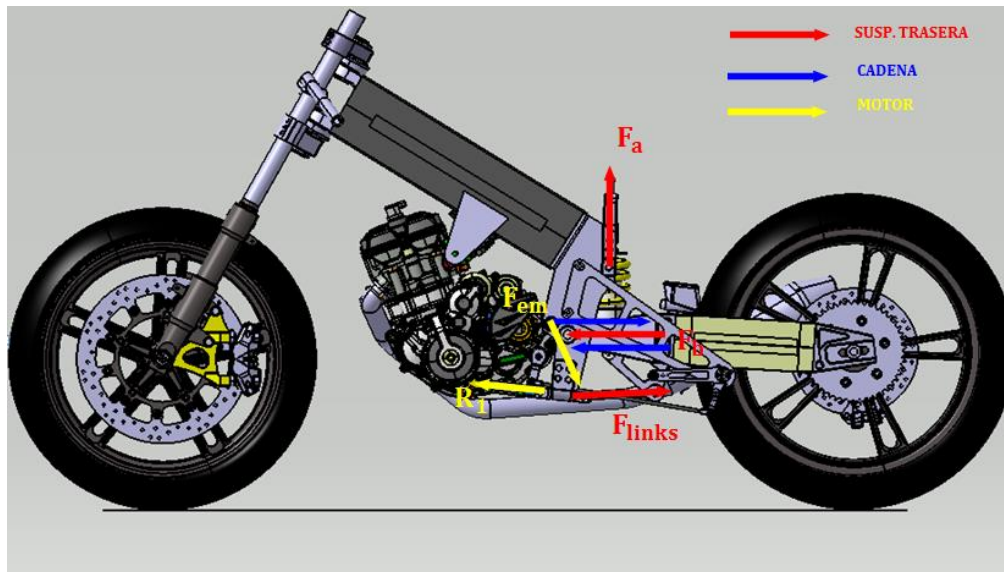
$$F_{bx} = 11706 \text{ N} \quad F_{by} = 5560 \text{ N}$$

Fuerzas en la unión basculante-rocker

$$F_{brx} = 9191 \text{ N} \quad F_{bry} = 8879 \text{ N}$$

Fuerzas en el motor

$$F_{em} = 2011 \text{ N} \quad R_1 = 1955.5 \text{ N}$$



Imag. 118 Fuerzas aceleración máxima

4.4.2. Fuerzas en el bastidor en la frenada

Conociendo las reacciones en el suelo calculadas en el apartado 4.2.6 debemos saber cuánto se comprime la suspensión delantera. Como es la mayor carga que va a soportar la suspensión y además está mayorada es muy probable que la suspensión este comprimida completamente.

Lo que hacemos para comprobar este hecho haciendo lo siguiente:

Suponemos que estamos con la suspensión completamente comprimida lo que significa que ha recorrido 130.5mm.

A continuación calculamos la carga que hay en la dirección de la suspensión y con ello calculamos la rigidez del muelle.

El ángulo de avance con la suspensión completamente comprimida es de 16.2°.

$$a = 0.275 \text{ rad}$$

$$F_x = 3226.2 * \cos(a) + 2841.9 * \sin(a)$$

$$F_x = 3875.9 \text{ N}$$

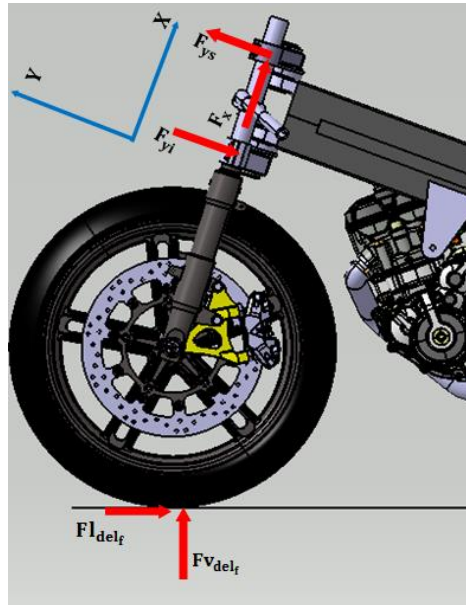
$$x = 130.5 \text{ mm}$$

$$K = \frac{F_x}{x} = 29.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Como podemos observar la K sale 29.7 N/mm y la K de la suspensión otorgada por la organización Motostudent es de alrededor de 10 N/mm. En otras ediciones se planteó utilizar otros muelles, pero la rigidez máxima era de 25 N/mm.

Por todo ello podemos afirmar que la suspensión estará completamente comprimida con estas condiciones.

Ya conocemos la fuerza en el sentido de la suspensión ahora queda conocer las cargas en las pipas de la dirección en el sentido perpendicular.



Imag. 119 Fuerzas en la pipa debidas a la frenada

Para ello, sumatorio de momentos:

$$\Sigma M(I) = (-3226.2 * \sin(a) + 2841.9 * \cos(a)) * 386 + F_{ys} * 150 + M_r = 0$$

M_r es el momento de la fuerza horizontal trasladada al eje de la rueda:

$$M_r = 2841.9 * R_{rueda} = 2841.9 * 292.3 = 830687.37 \text{ Nmm}$$

Con esto ya conocemos F_{ys} :

$$F_{ys} = \frac{(-3226.2 * \sin(a) + 2841.9 * \cos(a)) * 386 + M_r}{150}$$

$$\mathbf{F_{ys} = 10326 \text{ N}}$$

Y sumatorio de fuerzas respecto de I:

$$\Sigma F_y = 3226.2 * \sin(a) - 2841.9 * \cos(a) - F_{ys} + F_{yi} = 0$$

Como ya conocemos F_{ys} podemos sacar F_{yi} :

$$F_{yi} = -3226.2 * \sin(a) + 2841.9 * \cos(a) + F_{ys}$$

$$\mathbf{F_{ys} = 10326 \text{ N}}$$

$$\mathbf{F_{yi} = 12187 \text{ N}}$$

4.4.3. Fuerzas en el bastidor en curva

Cuando la moto entra está dando una curva se crea un momento en el basculante y en el bastidor debido a fuerzas internas que a su vez son generadas por las fuerzas externas (las de contacto de las ruedas con el suelo).

4.4.3.1. Fuerzas resultantes en los puntos de contacto con el suelo

Las fuerzas verticales y laterales en los puntos de contacto de las ruedas se calcularon en el apartado 4.2.1.7 y tienen el siguiente valor:

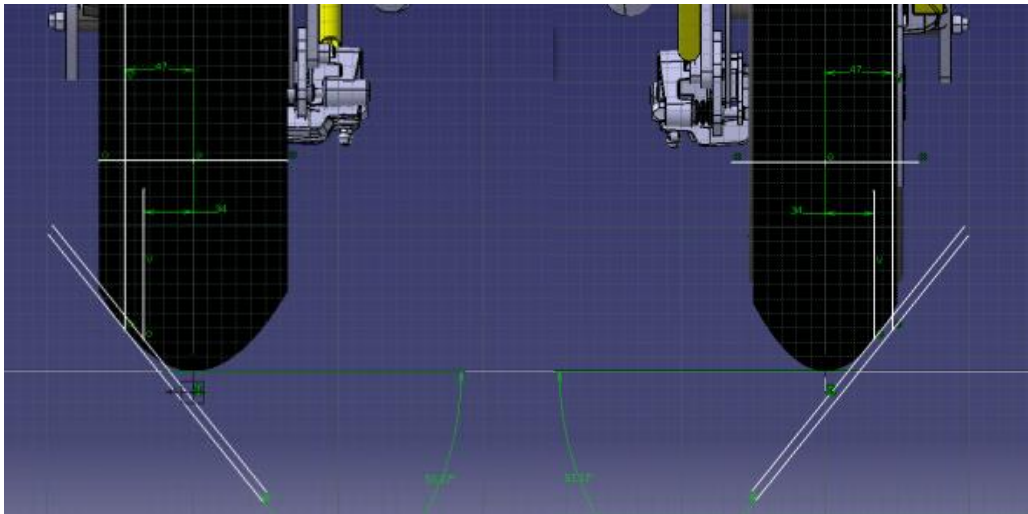
$$N_{fc} = 833.8 \text{ N} \quad F_{fc} = 854.2 \text{ N} \quad N_{rc} = 932.0 \text{ N} \quad F_{rc} = 954.6 \text{ N}$$

Las resultantes en la rueda delantera y trasera respectivamente son:

$$R_{fc} = \sqrt{(N_{fc}^2) + (F_{fc}^2)} = 1193.7 \text{ N} \quad R_{rc} = \sqrt{(N_{rc}^2) + (F_{rc}^2)} = 1334.1 \text{ N}$$

4.4.3.2. Momento en el bastidor

Como se observa en las siguientes imágenes, para saber el valor de las distancias entre la dirección de las resultantes y el plano de simetría de la moto se utilizó CATIA.



Imag. 120 Distancias entre el punto de contacto de la rueda en curva y el plano de simetría

Distancia en la rueda trasera = 47 mm

Distancia en la rueda delantera = 34 mm

El momento que actuará en el bastidor será la suma del momento creado por las resultantes en los puntos de contactos por las distancias anteriores.

$$M_{del} = R_{fc} * 34 = 40585.8 \text{ N. mm} \quad M_{tra} = R_{rc} * 47 = 62702.7 \text{ N. mm}$$

Luego el momento total es:

$$M_{curva} = M_{del} + M_{tra} = 103288.5 \text{ N. mm} \approx 103 \text{ N. m}$$

4.4.4. Fuerzas y momentos curva + aceleración máxima

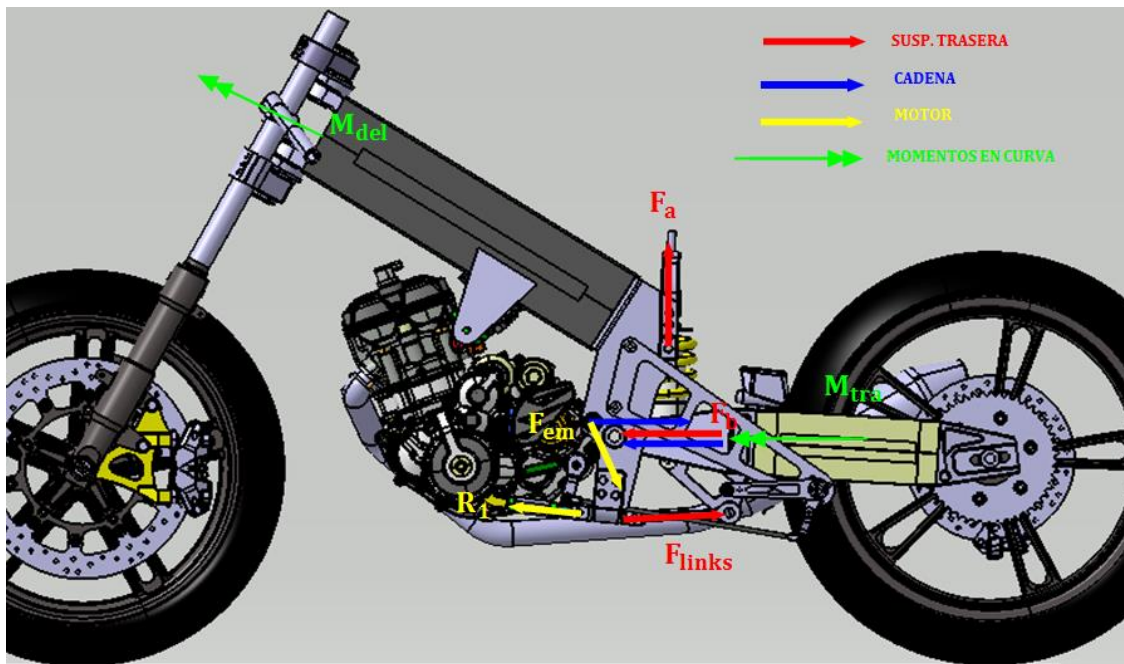
Los cálculos de estas cargas son cuando la moto está en estado estacionario, pero puede darse el caso de que en paso por curva se produzca aceleración máxima. Por ello el análisis se efectuará sumando los dos casos el de aceleración máxima y el de paso por curva.

$$F_{vc} = F_v + R_{rc} = 3202.4 + 1334.1 = 4536.5 \text{ N}$$

$$F_h = F_{h_{traam}} = 2494 \text{ N}$$

$$M_{del} = R_{fc} * 34 = 40585.8 \text{ N. mm} \quad M_{tra} = F_{vc} * 47 = 213215.5 \text{ N. mm}$$

$$M_{curva} = M_{del} + M_{tra} = 253801.3 \text{ N. mm} \approx 254 \text{ N. m}$$



Imag. 121 Fuerzas curva + aceleración máxima

Como en el análisis FEM empotramos la pipa de la dirección introduciremos el momento total en el soporte trasero.

Con las nuevas cargas las fuerzas en el bastidor son las siguientes:

Fuerza en el anclaje del muelle

$$F_a = 10155 \text{ N}$$

Fuerza total en los links

$$F_{\text{links}} = 13968 \text{ N}$$

Fuerzas en el eje del basculante

$$F_{bx} = 1544 \text{ N} \quad F_{by} = 7778 \text{ N}$$

Fuerzas en el motor

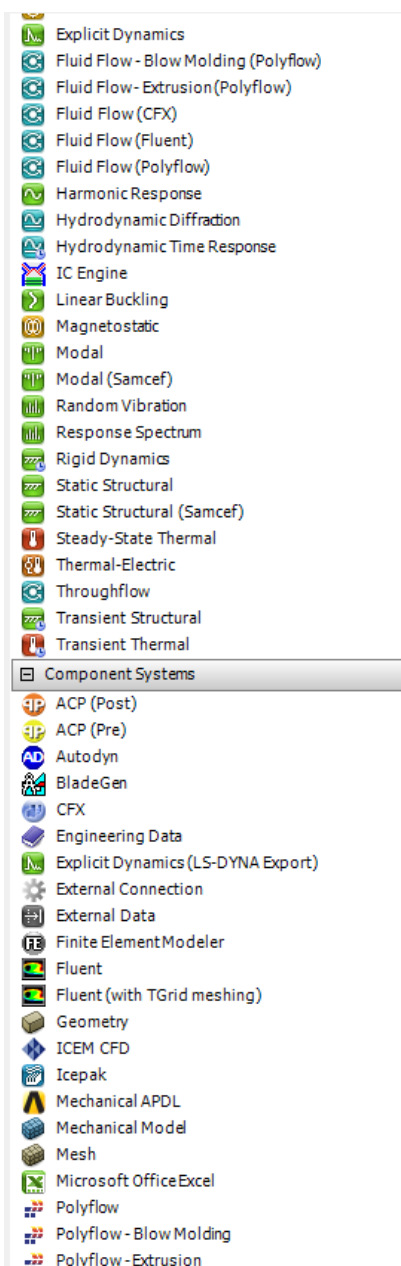
$$F_{em} = 2011 \text{ N} \quad R_1 = 1955.5 \text{ N}$$

5. ANÁLISIS FEM DEL BASTIDOR COMPLETO

Después de dimensionar las piezas con CATIA el siguiente paso es el diseño del material del que se va a componer las piezas. Para ello el programa que he escogido ha sido ANSYS con su nuevo módulo ACP de materiales compuestos.

Un análisis de elementos finitos está compuesto por tres partes diferentes, en primer lugar el pre proceso, que es cuando se define la geometría de la pieza, el material a utilizar, se malla la pieza y se prepara para la segunda etapa que es el cálculo. Y para terminar analizamos los resultados con un post proceso, esto se analizara en cada caso de cargas.

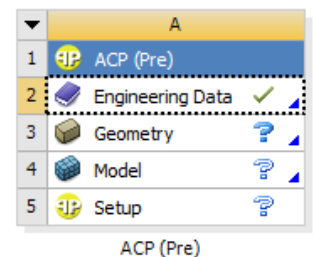
5.1. PRE PROCESO



Imag. 123 Módulos






Para el análisis el ANSYS que he usado es de los más modernos y he trabajado con ANSYS Workbench con el cual se trabaja con módulos.

En primer lugar abrimos el módulo ACP de ANSYS:



En engineering data escogemos los materiales de los que se van a componer nuestras piezas, que serán carbono-epoxi tejido y unidireccional, para asegurarnos de que las piezas de fibra no van a fallar he escogido el material fabricado por método húmedo no con pre-preg a y para las piezas que serán de aluminio, el material escogido es un aluminio aleado el cual es muy parecido al aluminio 6061T6. Se ha escogido este material porque además de parecerse al aluminio que queremos utilizar ANSYS ya tiene muy bien definido este material con curvas de fatiga y demás propiedades.

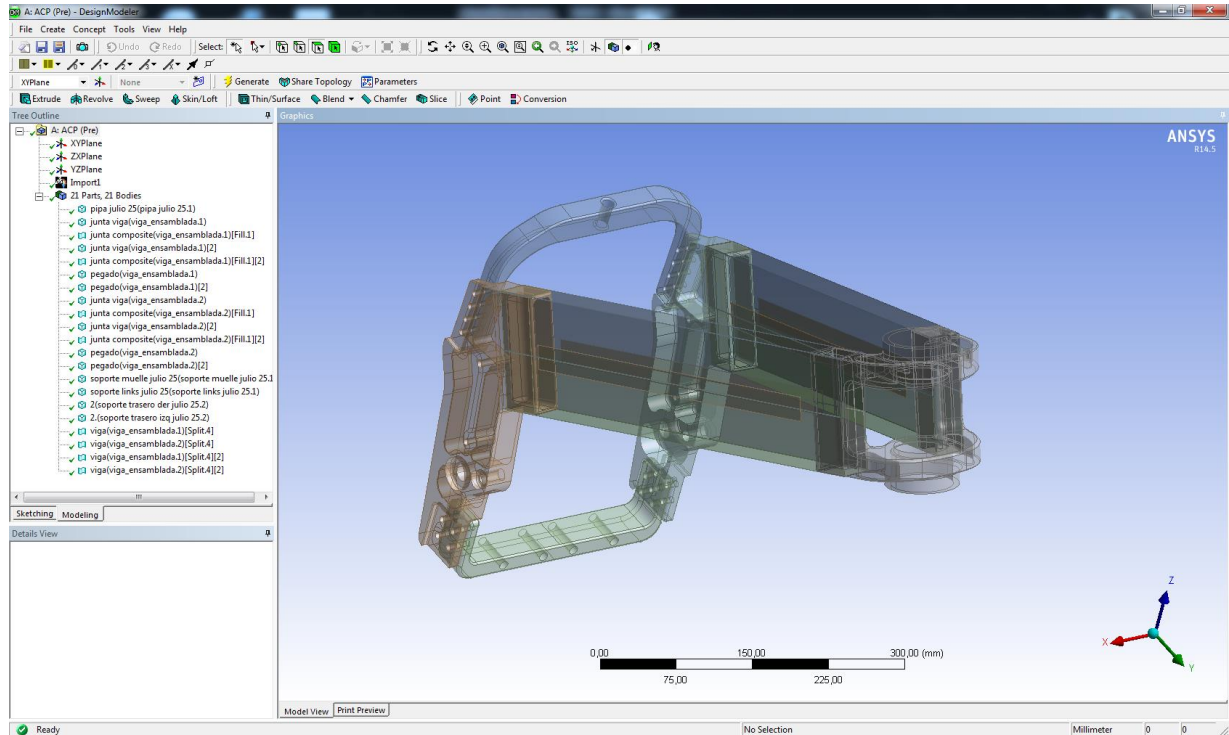
Para el material de pegado se ha escogido un epoxi típico, a la hora de fabricar seguramente sea el mismo material epoxi que se use para la matriz.

thematic A2, B2, C2, D2, E2, F2: Engineering Data			
A		B	C
Contents of Engineering Data		Source	Description
Material			
Aluminum Alloy			General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
Epoxy_Carbon_UD_230GPa_Wet			
Epoxy_Carbon_Woven_230GPa_Wet			
Resin_Epoxy_Typical			
Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Imag. 124 Materiales escogidos para FEM

Todas las propiedades de todos los materiales en ANEXO.

A continuación introduciremos la geometría, para ello importaremos el ensamblaje hecho en CATIA.

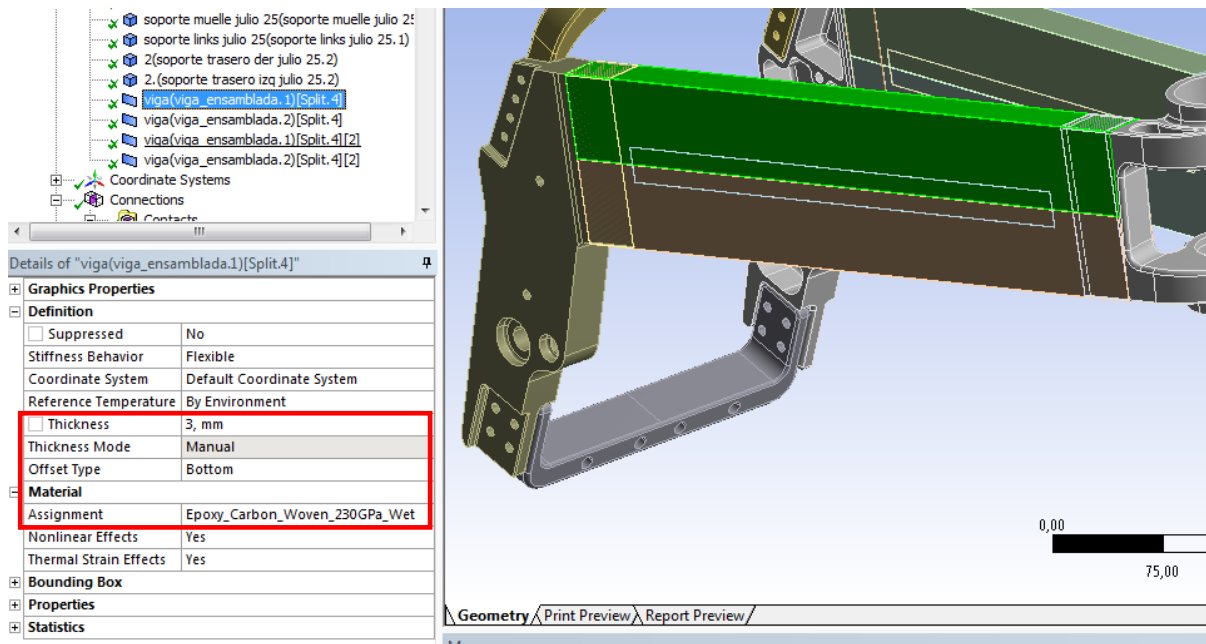


Imag. 125 Importacion de geometría

Para el caso de haya piezas que en CATIA varias sean un único part, como por ejemplo las vigas, una en CATIA una viga es un part pero cada viga está dividida en dos mitades, lo que significa que realmente son dos piezas. Para estos casos en este módulo se pueden separar y que trabajen como piezas independientes. Si esto no se realiza puede haber muchos problemas de desplazamientos entre las distintas piezas que en CATIA eran como una sola.

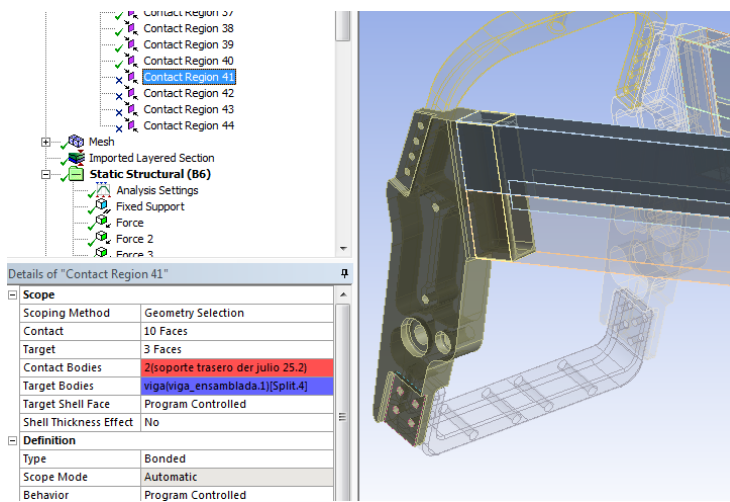
Con la geometría definida pasamos al modelo. Cuando abrimos el modelo se abre el módulo Mechanical, en este módulo lo que hay que hacer es en primer lugar dar a cada pieza el material correspondiente, definir bien los contactos, en el caso de que haya conexiones especiales hacerlas, se crea el mallado y se definen espesores en el caso de haber superficies.

En el modelo nos obligará a introducir un espesor a la pieza de material compuesto, estas piezas en CATIA están dibujadas como superficies ya que el módulo de materiales compuestos ACP sólo puede trabajar con superficies. Este espesor no quiere decir nada, el módulo Mechanical necesita este parámetro, pero cuando hagamos el cálculo el espesor lo cogerá de otro sitio. Para este caso escogeremos un espesor de por ejemplo 3mm, aunque realmente no importa nada este valor.



Imag. 126 Asignación de material y espesores

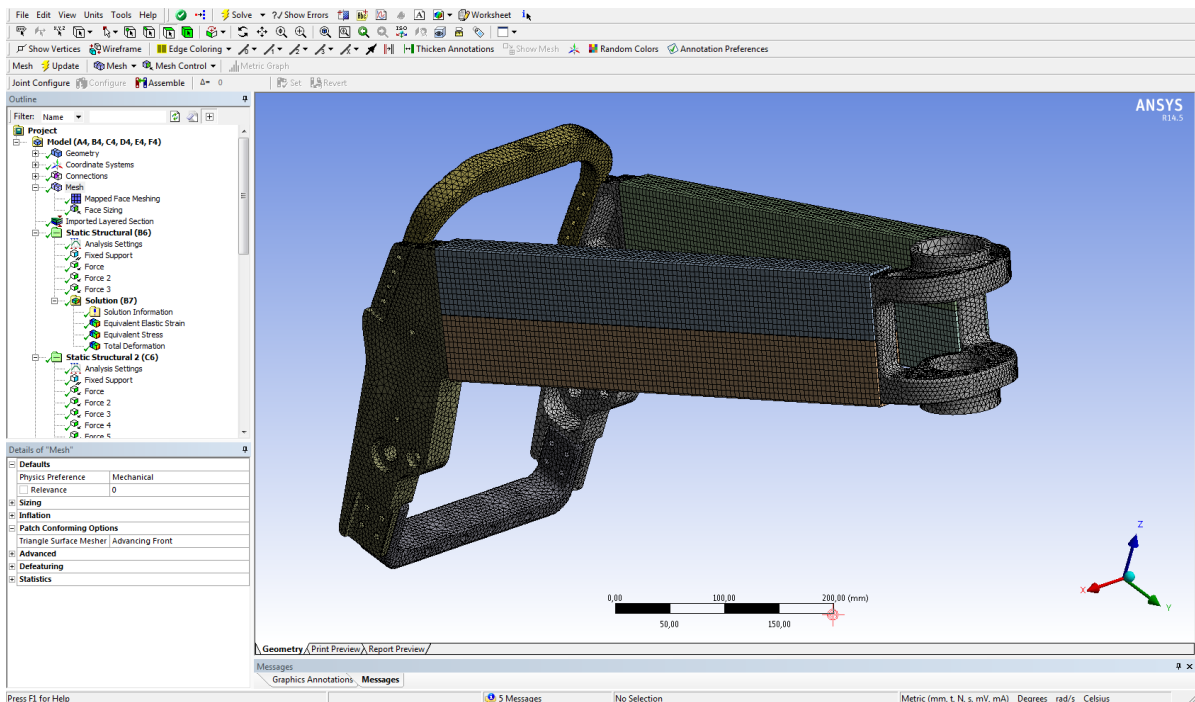
En nuestro caso se crea un problema un tanto especial, que debemos solucionar en este momento. El pegamento tiene un espesor de 0.36mm, este valor es muy bajo y ANSYS automáticamente crea contactos entre piezas que estén muy cerca, por lo que coge como contactos casos como entre la pieza de fibra de carbono y el aluminio cuando en realidad no lo hay ya que el pegamento está en medio. Por todo ello hay que eliminar muchos de estos contactos.



Imag. 127 Contactos

Es muy importante importar las piezas ya ensambladas, si introducimos las piezas una a una luego definir los contactos y demás es muy complejo. Si introduces el ensamblaje ya realizado el programa detecta automáticamente todos los contactos entre las distintas piezas y luego puede elegir qué tipo de contacto quieres.

En este momento tenemos que hacer el mallado, para ello el mejor mallado que podemos optar para las piezas de fibra es un mapeado. Se escoge unos tamaños de elementos adecuados, ya que puede que el ordenador no sea capaz de calcular la solución si hacemos unos elementos muy pequeños, o que las soluciones no sean buenas en el caso de elementos grandes.



Imag. 128 Mallado

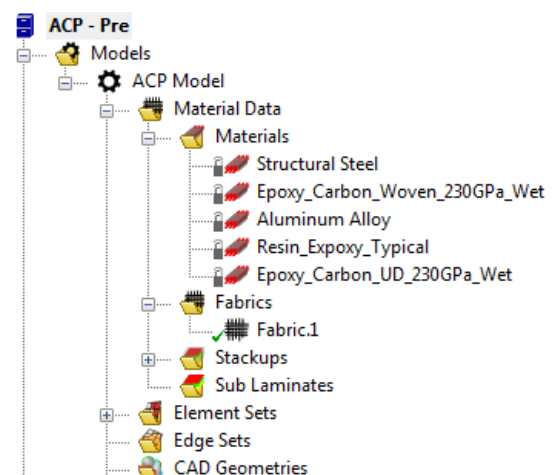
Las piezas de aluminio no se pueden mayar de forma sencilla mediante elementos cúbicos ya que tienen una geometría compleja. Automáticamente ANSYS los maya con elementos tetraédricos por lo que no veo la necesidad de mejorar la forma del elemento en las piezas con una geometría complicada. Para poder hacer la malla mediante mapped en las piezas de aluminio habría que invertir mucho tiempo en cada análisis y a lo largo de todo el trabajo he realizado muchísimos análisis y desde mi punto de vista no merece la pena utilizar mucho tiempo en mallar mediante elementos mapped.

Por otro lado he intentado que la malla sea lo mejor posible, para ello se requiere de mucha experiencia en estas piezas y haber probado muchísimas veces hasta obtener el mejor resultado, que es el que aparece en la imagen. Para ello lo que hay que hacer es encontrar el punto en el que la malla es más fina y el ordenador que estoy utilizando sea capaz de calcular.

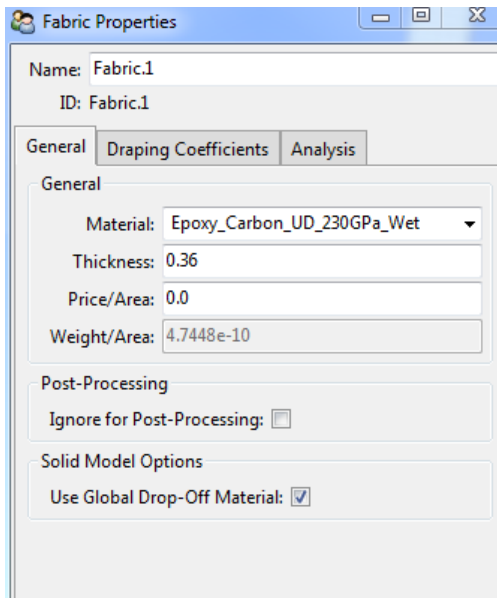
Todo esto ya realizado pasamos al módulo concreto del ACP.

Podemos observar que aquí ahora únicamente vemos las superficies que habíamos importado desde CATIA que en este caso son las piezas de material compuesto.

En primer lugar vemos los materiales que habíamos elegido en la primera parte, con esos materiales tenemos que hacer las láminas que queremos utilizar, que son los fabrics.

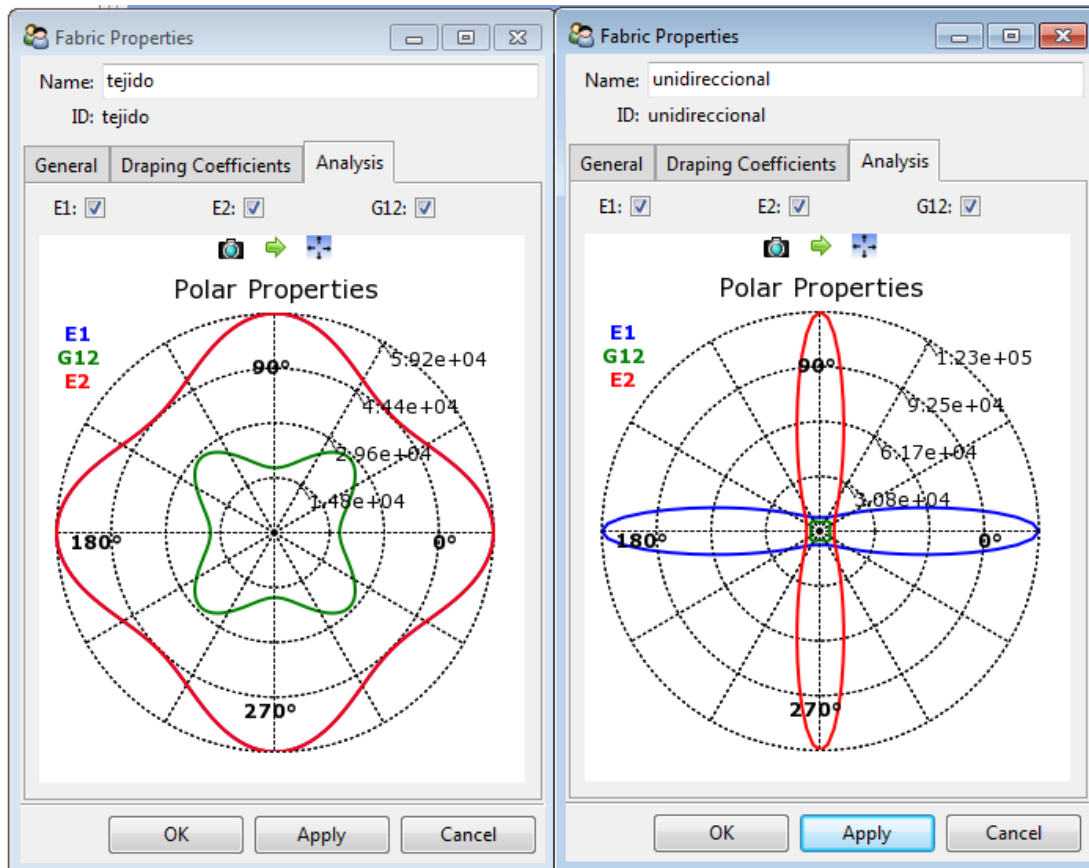


Imag. 129 Árbol específico del módulo de ACP



Para mis análisis en un principio utilice datos de espesores comunes que suelen tener cada lámina normalmente en materiales compuestos fabricados por método húmedo. Pero cuando conseguimos el material para fabricar las piezas y pude hacer los últimos análisis con el espesor exacto que tiene cada lámina. El material que conseguimos fue un preimpregnado unidireccional con un espesor de 0.36mm.

Imag. 130 Espesor y material de una lámina



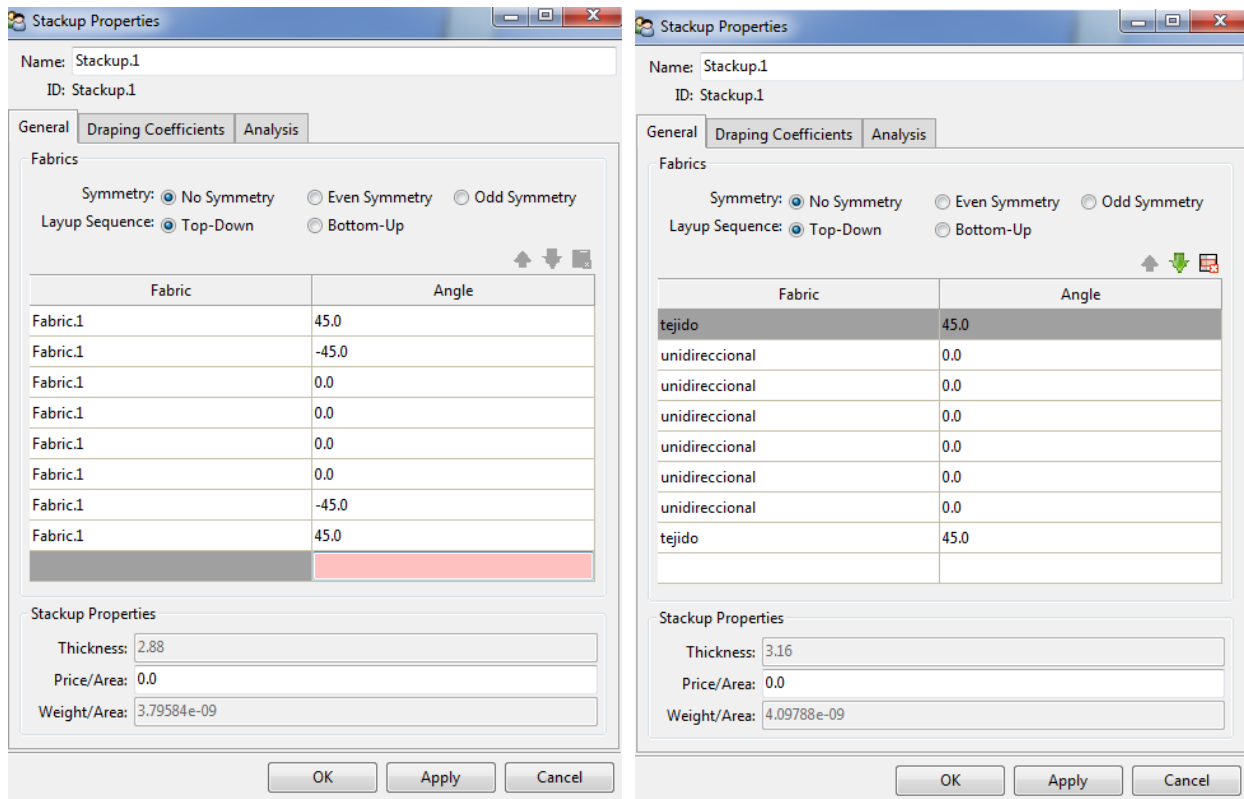
Imag. 131 Módulo elástico de tejido y unidireccional

Como se puede apreciar los módulos elásticos de la fibra unidireccional son muchísimo más altos que los de tejido, pero como se puede ver perfectamente en las gráficas únicamente tiene esa capacidad en una dirección determinada. Como una pequeña explicación de la gráfica el módulo elástico E2 en el caso unidireccional no está en la

misma escala que el E1, los datos numéricos corresponden al E1 y G12. Realmente el E2 es muy pequeño.

A continuación hay que escoger la arquitectura del material o dicho de otra manera, el laminado.

Por problemas en la fabricación, que lo explicaré en el apartado correspondiente de fabricación, al final del proyecto se plantearon dos alternativas:



Imag. 132 Laminado todo unidireccional y laminado con las últimas capas de tejido

$[45, -45, 0, 0, 0, 0, -45, 45]$

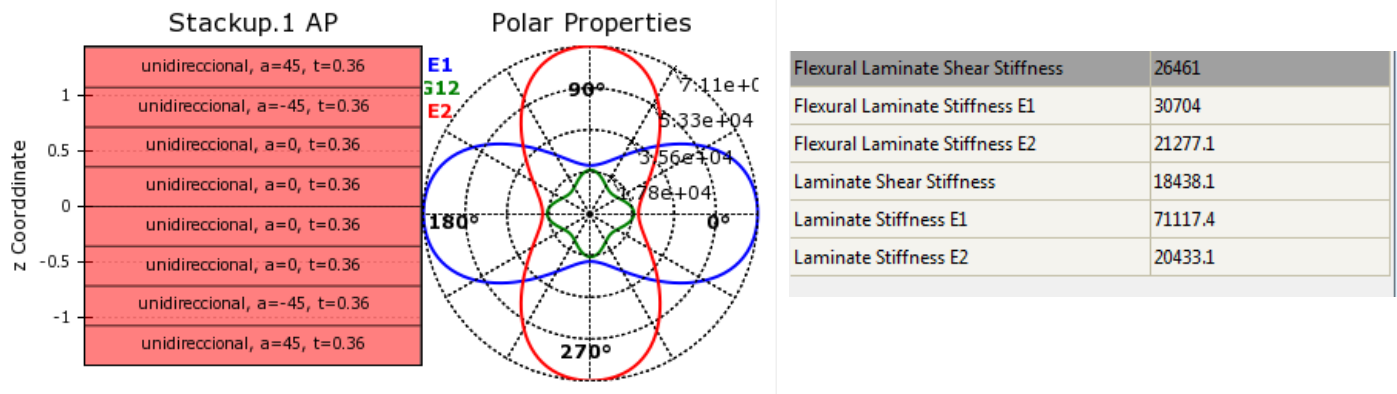
$[\pm 45, 0, 0, 0, 0, 0, \pm 45]$

En los dos casos las láminas de 45° rodean a las de 0° esto se debe a que de esta forma sujetan mejor las fibras que más trabajan. Realmente las láminas colocadas a 45° no trabajan mucho, su función además de ser la de que no se separen las fibras a 0° entre sí, ayudan a mejorar la rigidez a torsión.

Por ello el segundo caso es mucho más óptimo ya que la primera y la última lámina son tejidas. A su vez esto es un gran problema ya que tendríamos que conseguir un pre-preg bidireccional, ya que solamente disponemos de unidireccional, con una matriz parecida a la que tenemos, que es un problema mayor ya que no conocemos exactamente de qué tipo de epoxi es.

Por ello a no ser que sea el caso de que mandemos a fabricar las vigas de material compuesto la elección de la arquitectura de nuestras vigas será la primera opción.

Este laminado tiene como resultado unas propiedades como estas:

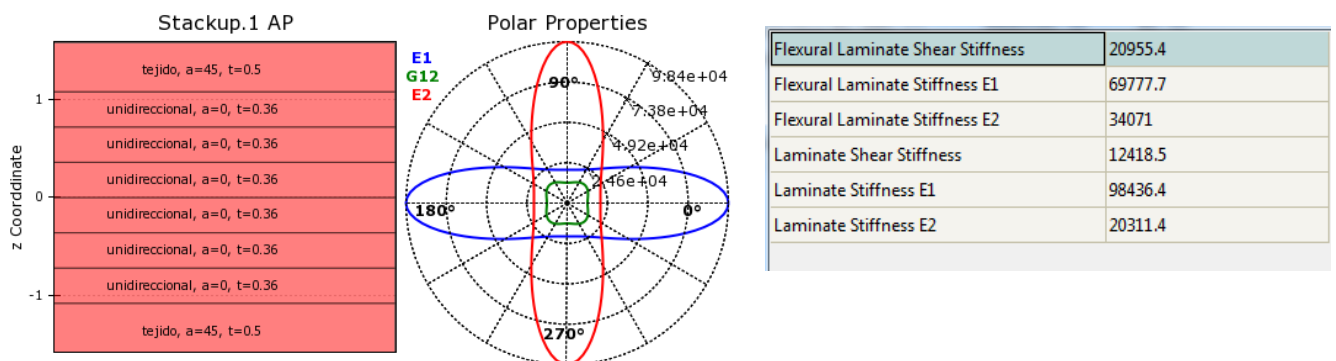


Imag. 133 Propiedades del laminado unidireccional

El programa también es capaz de mostrarnos las matrices de rigidez y de flexibilidad:

Laminate Stiffness and Compliance Matrices							
Stiffness Matrix	i	0	1	2	3	4	5
	0	2.3457e+05	44780	3.638e-12	7.6398e-11	2.0009e-11	7.276e-12
	1	44780	67396	7.276e-12	2.0009e-11	2.9104e-11	7.276e-12
	2	3.638e-12	7.276e-12	53102	7.276e-12	5.457e-12	2.1828e-11
	3	7.6398e-11	2.0009e-11	7.276e-12	98740	51015	16249
	4	2.0009e-11	2.9104e-11	7.276e-12	51015	69853	16249
	5	7.276e-12	5.457e-12	2.1828e-11	16249	16249	56767
Compliance Matrix	i	0	1	2	3	4	5
	0	4.8824e-06	-3.244e-06	1.1e-22	-4.9864e-21	3.5478e-21	2.0181e-22
	1	-3.244e-06	1.6993e-05	-2.1061e-21	3.6258e-21	-8.7287e-21	-3.0155e-22
	2	1.1e-22	-2.1061e-21	1.8832e-05	-4.9001e-22	5.7696e-22	-7.266e-21
	3	-4.9784e-21	3.584e-21	-9.1491e-23	1.6361e-05	-1.1634e-05	-1.3531e-06
	4	3.568e-21	-8.8347e-21	-2.3179e-22	-1.1634e-05	2.361e-05	-3.4281e-06
	5	8.9785e-23	2.8526e-22	-7.1486e-21	-1.3531e-06	-3.4281e-06	1.8984e-05

Imag. 134 Matriz de rigidez y flexibilidad del laminado unidireccional

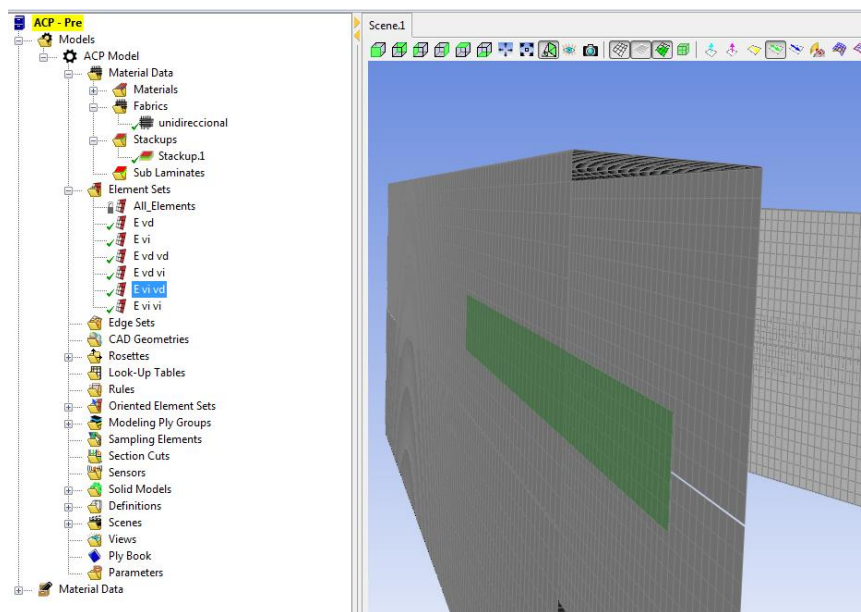


Imag. 135 Propiedades del laminado con tejido

Laminate Stiffness and Compliance Matrices						
	i	0	1	2	3	4
Stiffness Matrix:	0	3.1596e+05	17871	3.638e-12	5.0932e-11	5.457e-12
	1	17871	65195	-3.638e-12	5.457e-12	7.276e-12
	2	3.638e-12	-3.638e-12	39242	8.0779e-28	-8.0779e-28
	3	5.0932e-11	5.457e-12	8.0779e-28	1.9053e+05	25598
	4	5.457e-12	7.276e-12	-8.0779e-28	25598	93030
	5	8.0779e-28	-8.0779e-28	7.276e-12	6.511e-12	-6.511e-12
	i	0	1	2	3	4
Compliance Matrix:	0	3.2148e-06	-8.8122e-07	-3.7973e-22	-8.4948e-22	1.1409e-22
	1	-8.8122e-07	1.558e-05	1.5261e-21	-5.5969e-23	-1.1514e-21
	2	-3.7973e-22	1.5261e-21	2.5483e-05	8.276e-38	-1.3408e-37
	3	-8.4948e-22	-5.5969e-23	8.276e-38	5.4501e-06	-1.4996e-06
	4	1.1409e-22	-1.1514e-21	-1.3408e-37	-1.4996e-06	1.1162e-05
	5	1.0395e-37	-8.9628e-38	-3.3648e-21	-8.2118e-22	1.4961e-21

Imag. 136 Matriz de rigidez y flexibilidad del laminado con tejido

Con los materiales definidos ya podemos pasar a la selección manual de los elementos de cada pieza. En esta parte tenemos que diferenciar cada pieza de fibra de carbono. En este caso tenemos dos vigas y cuatro vendas.

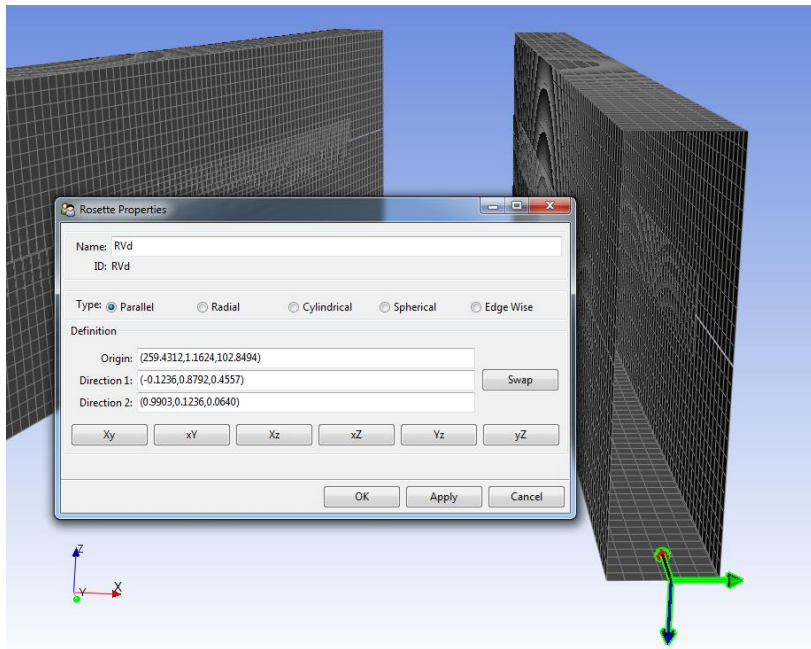


Imag. 137 Elección de elementos para definir las diferentes piezas

Para organizar cada grupo de elementos los he nombrado primero con la letra E de elemento seguido de cuál de las dos vigas es con vi (viga izquierda) o vd (viga derecha) y para terminar en el caso de las vendas vi (venda izquierda) y vd (venda derecha).

A continuación debemos de dar la dirección a las rosetas. Las rosetas no son más que unos ejes de referencia los cuales nos marcará la dirección 0° de las fibras. En este caso tenemos seis piezas pero sólo tenemos dos direcciones diferentes, las de la viga izquierda y la viga derecha.

Para definir las tenemos que poner un origen, que es aconsejable que esté en la pieza, y dos direcciones, la primera marca la dirección fundamental y la segunda en caso de que el plano se incline como debe mantenerse la dirección.

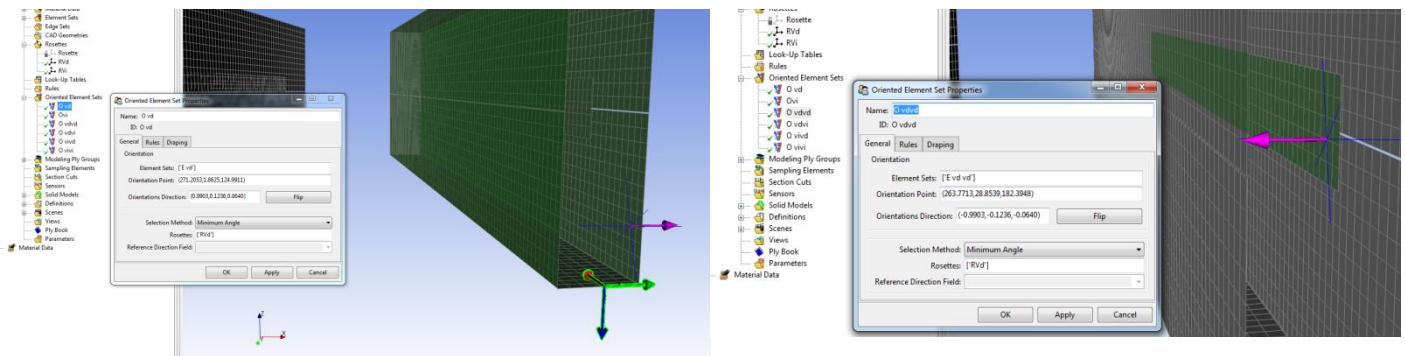


Las coordenadas son respecto el eje de referencia para la primera dirección, que en este caso los ángulos que tienen las vigas son de 27.4° respecto del plano XY y 8° respecto el plano ZY.

Imag. 138 Definición de la dirección de las fibras

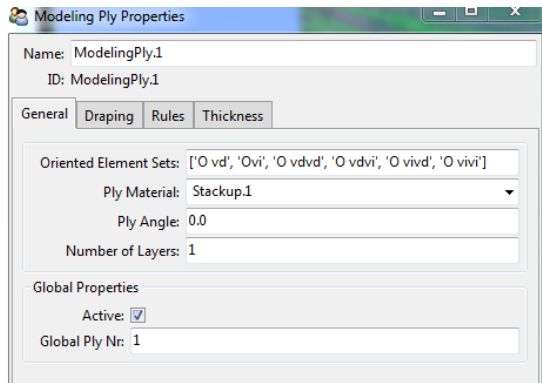
Ya definida la dirección de que van a tomar las fibras hay que definir hacia donde se va a extruir el material. En este caso sí que debemos hacer siete orientaciones ya que las vendas se extruyen hacia dentro y las vigas hacia afuera.

Para definir esta orientación hay que elegir los elementos de cada pieza, los que se han definido anteriormente, elegir un punto de orientación, una dirección y la roseta que hemos definido para los elementos que queramos extruir.



Imag. 139 Dirección en la que se extenderá el laminado

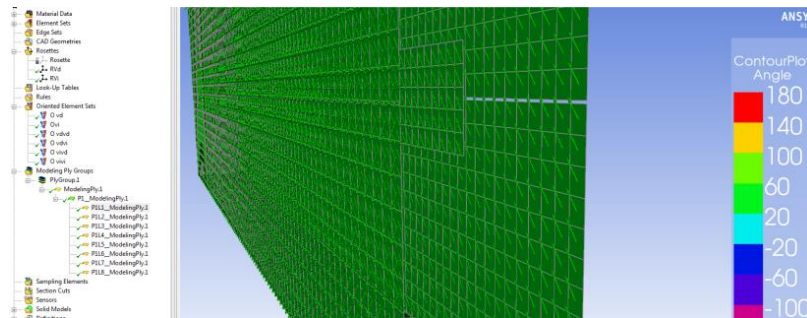
En este punto toca introducir el laminado que vaya a tener cada pieza. Para ello se crea un grupo de laminado, en este caso todas las piezas tendrán exactamente el mismo laminado por lo que sólo es necesario hacer un grupo. Aquí lo que hay que hacer es escoger las orientaciones, que en este caso escogeremos todas, el laminado definido al principio, si va a tener todo el laminado una orientación determinada y por último si se quiere repetir varias veces dicho laminado.



Ahora podemos observar como ha quedado la orientación de las fibras en cada lámina.

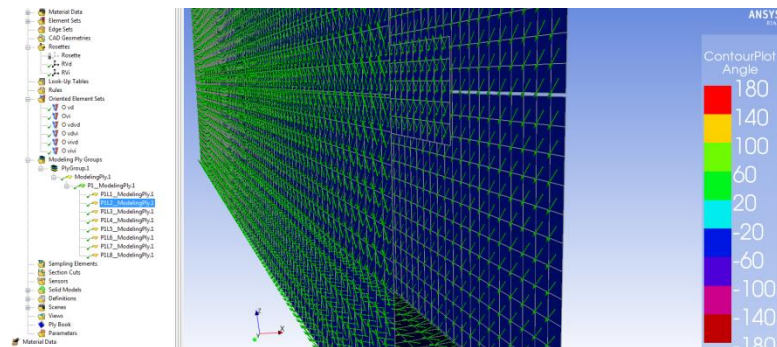
Imag. 140 Modelado del laminado

La primera y la última a 45°:



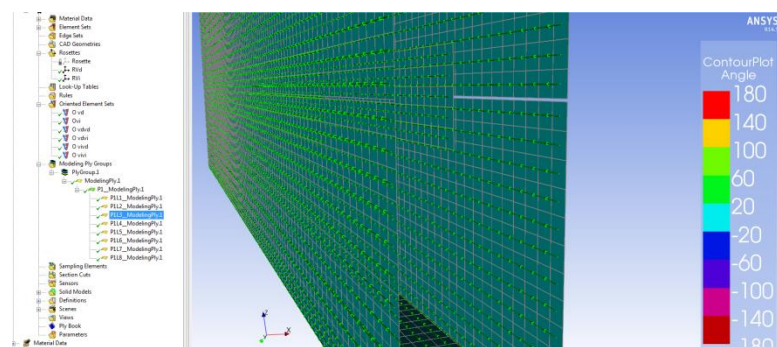
Imag. 141 Comprobación de la dirección de las fibras a 45°

La segunda y penúltima a -45°:



Imag. 142 Comprobación de la dirección de las fibras a -45°

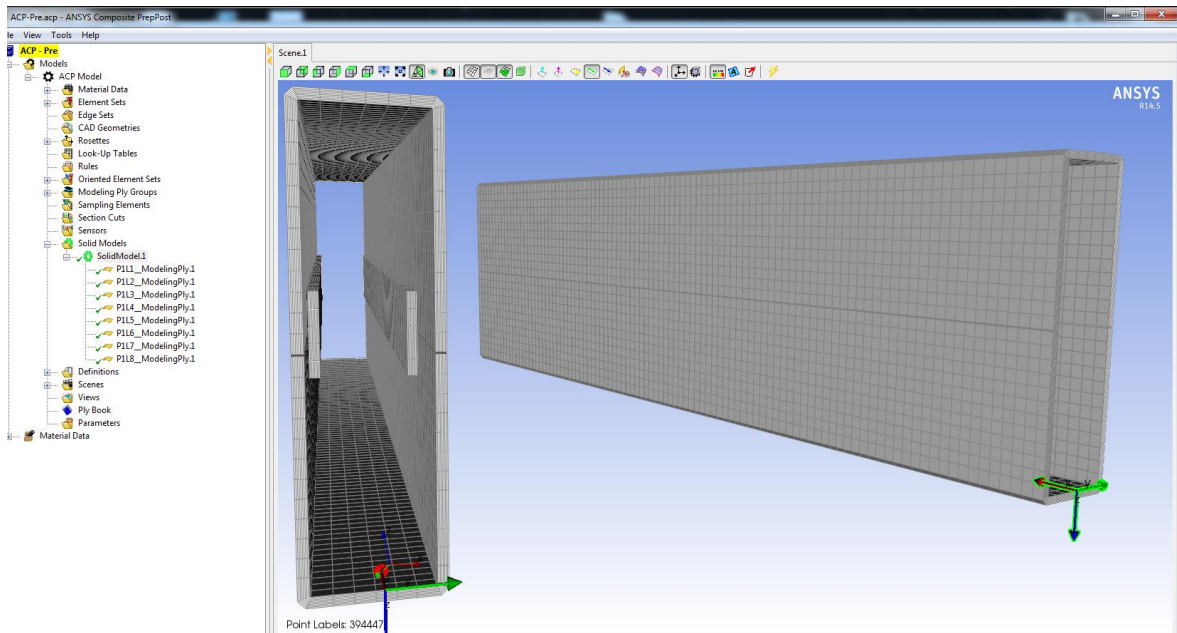
Las intermedias a 0°:



Imag. 143 Comprobación de la dirección de las fibras a 0°

Ahora ya tenemos todo bien definido, sólo nos queda hacer de todo una pieza sólida. Para ello creamos un modelo sólido en el cual elegimos todos los elementos que tenemos definidos. Existen casos especiales en los que hay que crear distintos sólidos o que dentro de una misma pieza haya diferencias como puede ser un núcleo que solo afecte a una parte de la pieza, como en nuestro caso todo es homogéneo no tenemos más que escoger todos los elementos que hay.

Habiendo hecho esto ya podemos observar el resultado final de la pieza.



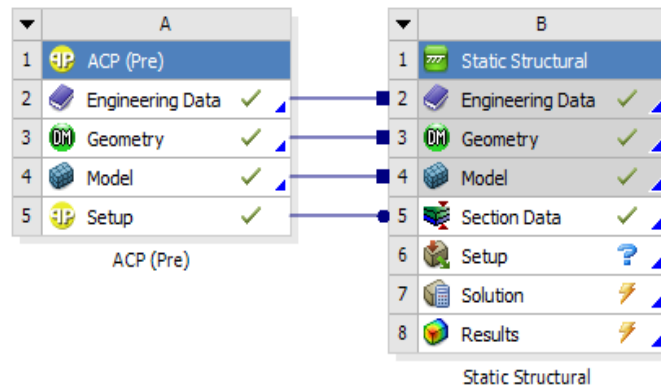
Imag. 144 Comprobación de que el laminado se ha expandido bien

Como se puede observar, en los otros módulos de ANSYS no podemos pegar distintas piezas en las caras externas e internas de las piezas de material compuesto a la vez, ya que el programa no sabe que espero va a tener al final la pieza. Si ponemos en las dos caras de la superficie, después de este punto la pieza aparecerá con penetraciones y los cálculos serán erróneos.

Con todo esto ya bien definido ya hemos acabado con el pre-proceso y ya podemos pasar a la parte de cálculo.

5.2. CÁLCULO

Para hacer un cálculo estático transferimos el modelo que hemos preparado en el pre-proceso al módulo de cálculo estructural estático. De este modo podemos ver como el espesor de las piezas hechas con superficies se exportan del módulo ACP (Pre).



Imag. 145 Exportación del modelo a un módulo de cálculo estático

Para proseguir le damos al setup del cálculo estático y se nos vuelve a abrir el módulo Mechanical.

Al haber importado todo del módulo de materiales compuestos ahora sólo tenemos que introducir las restricciones y las cargas. He creído conveniente hacer cuatro casos de carga diferentes, el de frenada, aceleración máxima y dos planteamientos de paso por curva.

El problema de un cálculo por elementos finitos de componentes de una moto es que la propia moto es un sistema dinámico y los programas de elementos finitos no pueden trabajar con grandes desplazamientos por ello plantear un buen análisis requiere de mucho trabajo.

El mayor problema viene dado por las restricciones que se le ponen a las piezas. Por ejemplo en el caso de frenada se empotran los anclajes del basculante y se le introduce las cargas en la pipa de la dirección, por ello cerca de la zona del empotramiento se crean grandes cargas que resulta que en la realidad no se producen.

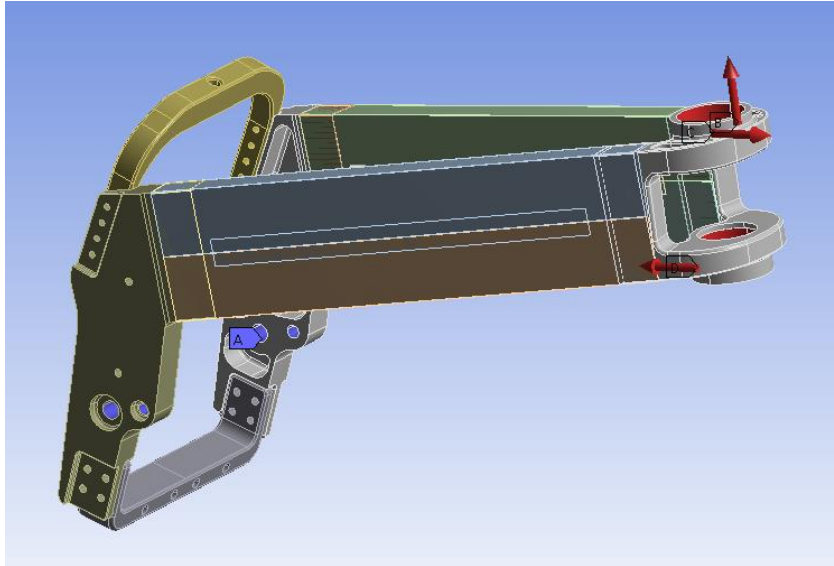
Por todo ello cuando se analiza el bastidor según como se colocan las cargas y las restricciones habrá zonas que dependerá del criterio del ingeniero y del análisis para dar la importancia adecuada a dichas tensiones.

5.2.1. Frenada máxima

En este caso las piezas que más sufren son las vigas y la pipa de dirección, las cargas se han calculado para introducirlas en la pipa de dirección por lo que el empotramiento ira en los anclajes del basculante y del motor. Si únicamente restringimos el anclaje del basculante los nodos de alrededor se cargan bastante ya que al introducir las cargas en la pipa el bastidor trata de girar sobre el basculante y se crea un momento muy grande y

se cargan mucho los nodos de alrededor. Para solucionarlo restrinjo el movimiento también los anclajes del motor y de esta forma impido el giro en las cercanías del anclaje del basculante.

Las cargas se introducen en las caras de los rodamientos.



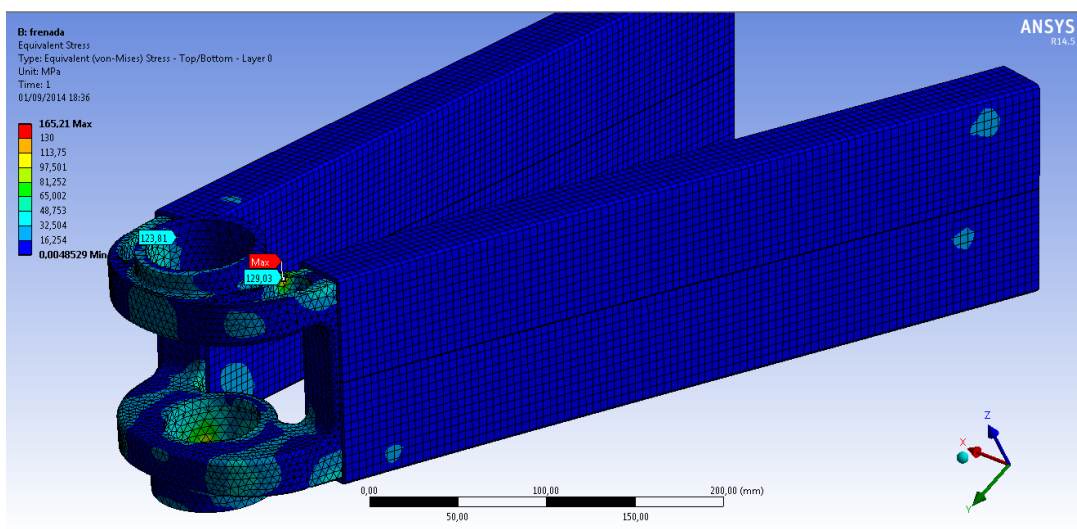
Imag. 146 Fuerzas y empotramientos en frenada máxima

Ahora se resuelve y ya podemos ver los resultados.

5.2.1.1. Post proceso frenada máxima

En este momento se escogen los resultados que se quieren ver en pantalla, como puede ser las tensiones equivalentes por Von Mises, los desplazamientos o la deformación.

Tensiones de Von Mises:

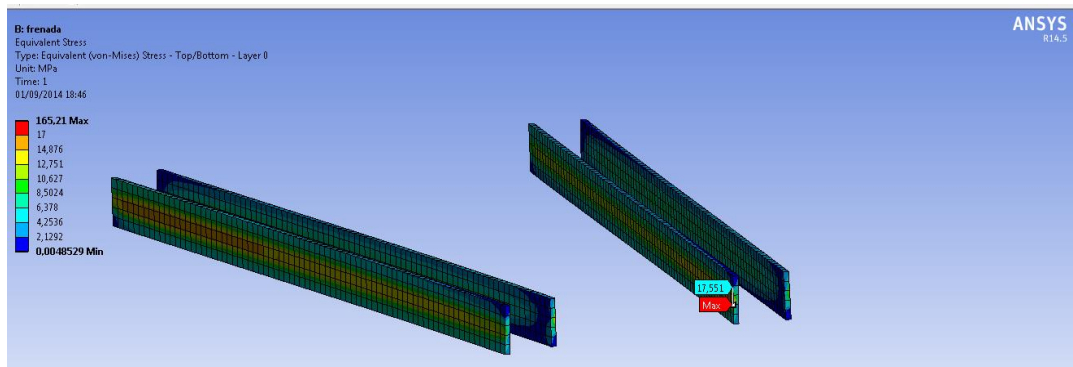


Imag. 147 Análisis de tensiones en la frenada máxima

La carga máxima de 165.21 MPa realmente se encuentra cerca del empotramiento por lo que despreciamos esa tensión y nos centramos en la pipa de la dirección. La tensión máxima en la pipa de la dirección des de 130 MPa por lo que podemos utilizar un aluminio de menor calidad, por ejemplo un 6082 que tiene de límite elástico 140 MPa.

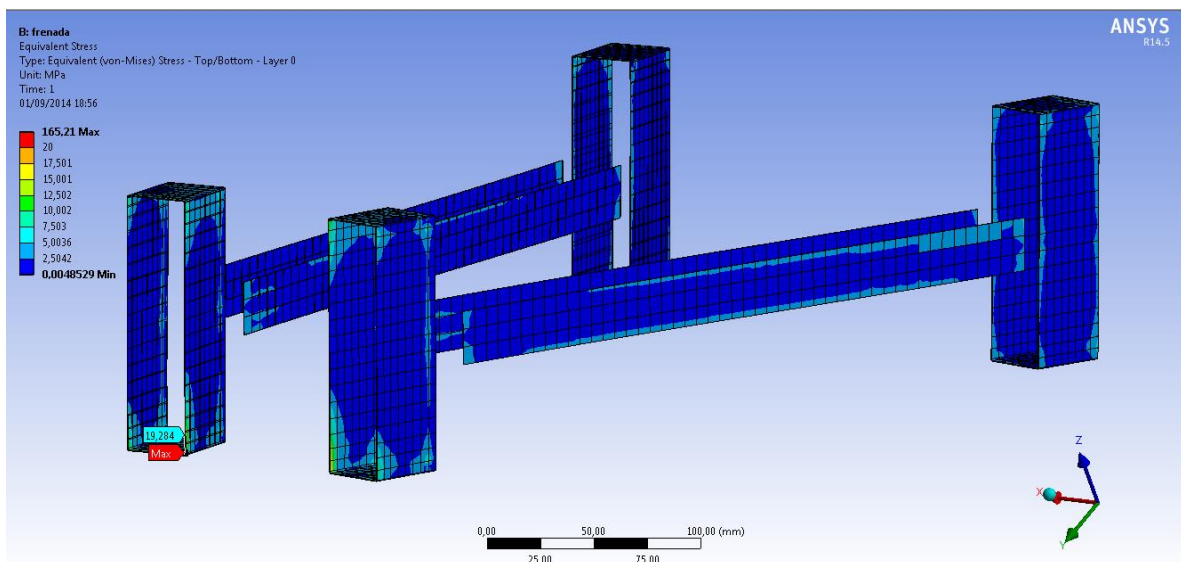
Las vigas como se puede observar trabajan perfectamente ya que están muy sobre dimensionadas ya que necesitamos que sean muy rígidas y además al ser un material especial no sabemos cómo se comportará en la realidad.

Analizando las vendas vemos que no se cargan nada en absoluto teniendo una máxima de 18MPa.



Imag. 148 Análisis de las vendas en frenada máxima

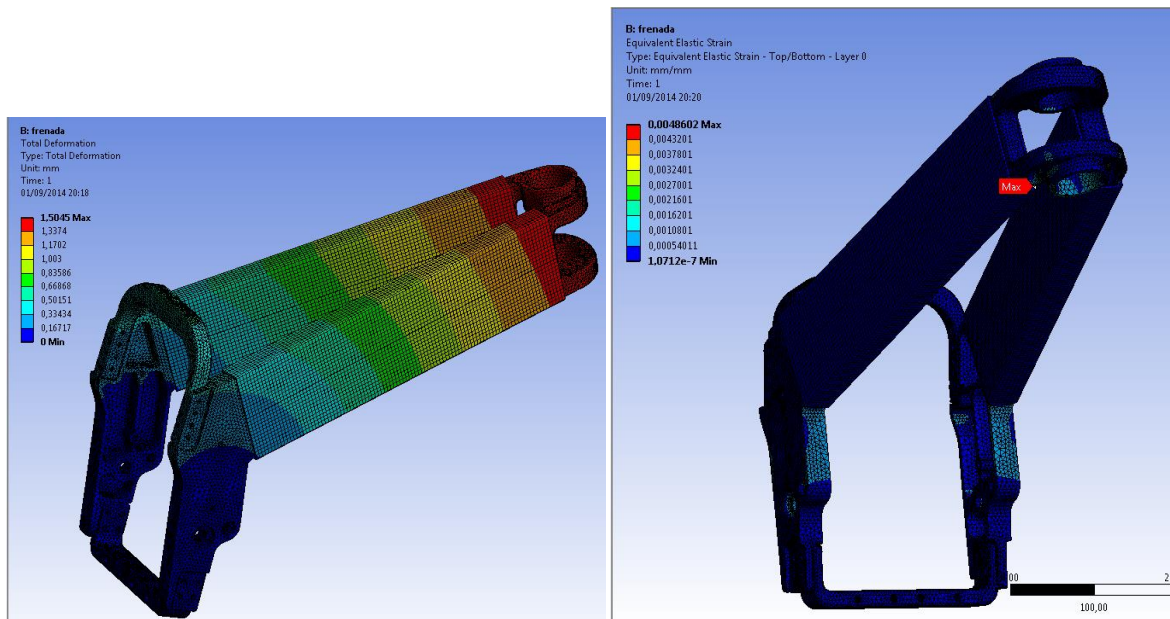
Es muy importante asegurar que el pegamento trabaja correctamente.



Imag. 149 Análisis del pegado en frenada máxima

La tensión máxima que alcanza el pegamento es de 20 MPa y cualquier epoxi aguanta perfectamente hasta más de 45 MPa por lo que no hay que preocuparse de que el pegamento falle en el caso de la frenada máxima.

Aquí podemos ver los desplazamientos y deformaciones:

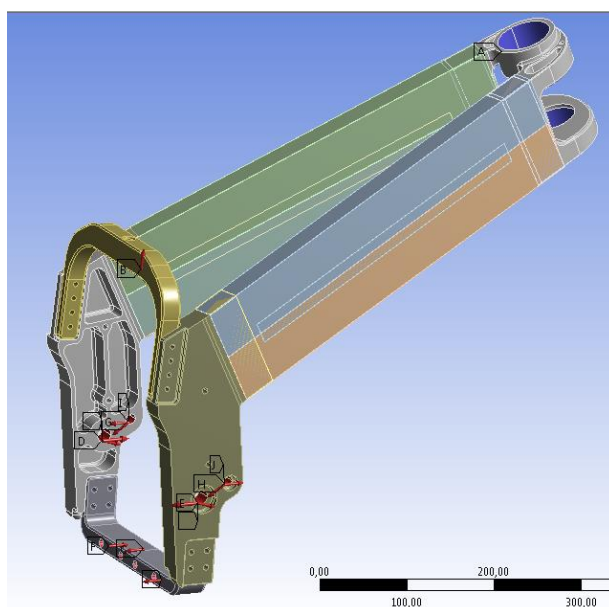


Imag. 150 Desplazamientos y deformaciones en frenada máxima

Los desplazamientos son algo grandes aunque en estos análisis no tenemos en cuenta el motor.

5.2.2. Aceleración máxima

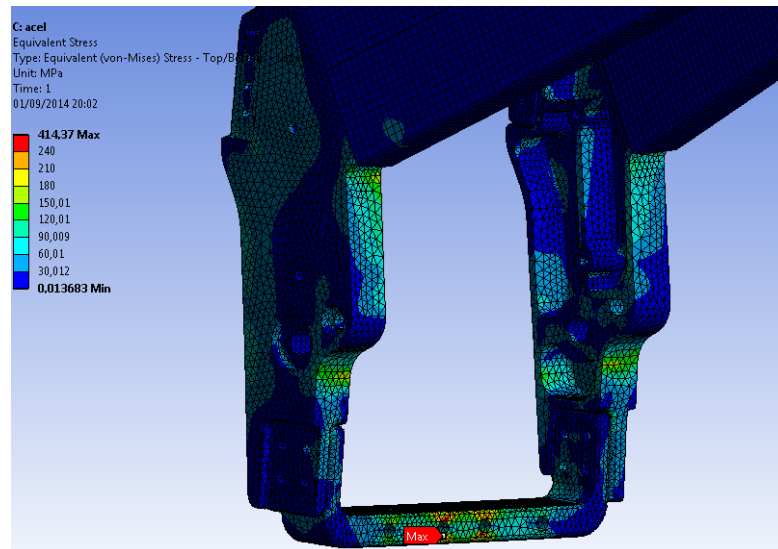
Para este caso todas las cargas van en toda la parte de atrás por lo que se anclan las caras de los rodamientos de la pipa de la dirección.



Imag. 151 Fuerzas y empotramientos en aceleración máxima

Para simplificar un poco el análisis no se ha tenido en cuenta el peso del piloto en las estribas ni en el colín ya que su peso es insignificante comparado con las cargas que se producen en una aceleración máxima.

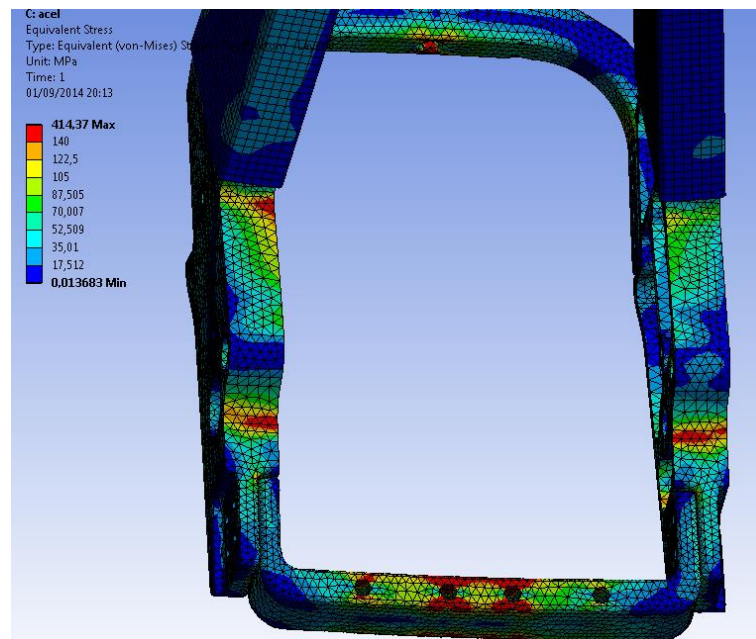
En estos casos las uniones atornilladas no se toman en cuenta ya que el cálculo de estas uniones se hace de forma separada y por tanto aquí tomamos las uniones como si estuviesen pegadas.



Imag. 152 Tensiones en aceleración máxima 1

Como podemos ver las tensiones máximas se encuentran en los agujeros del soporte inferior. Esto se debe a como han sido colocadas las cargas, se han colocado en el interior de los orificios lo cual es erróneo. Realmente las cargas van en las caras laterales de la pieza pero esto requiere de mucho trabajo y como he realizado muchísimos cálculos decidí pasar por alto estas cargas en los poco nodos que se sobre cargan.

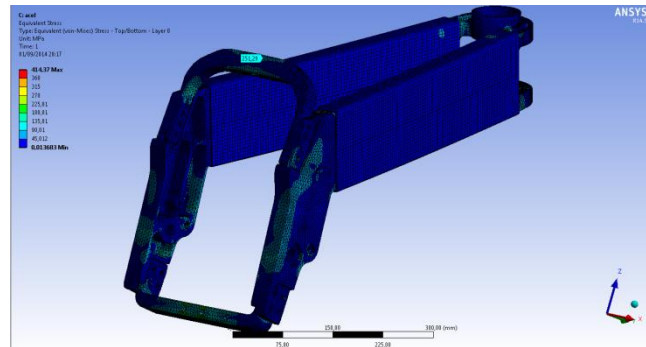
Por otro lado ya no podemos utilizar un aluminio de mala calidad ya que rompería por todos los lados. Esto es lo que pasaría si el aluminio fuese de mala calidad:



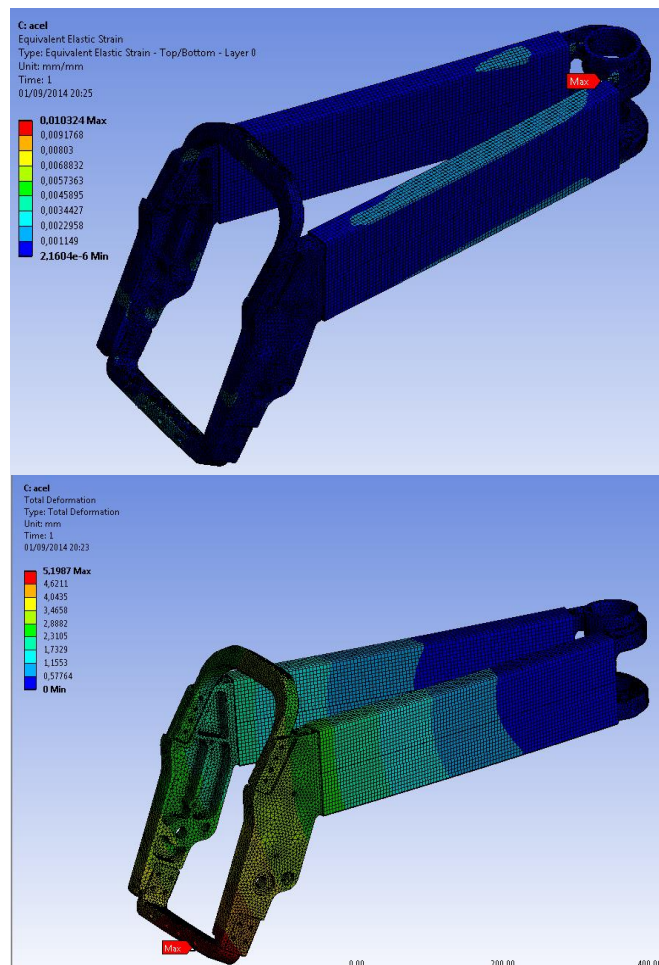
Imag. 153 Tensiones en aceleración máxima, comprobación del material

Si el aluminio sólo pudiese aguantar 140 MPa, como es el caso del aluminio 6082, rompería por muchas zonas diferentes.

El aluminio que haya que utilizar como mínimo debe de soportar 251 MPa que es la pieza que más sufre. Como el que habíamos pensado era un 6061T6 no hay ningún problema en los componentes de aluminio todos soportan muy bien las tensiones.



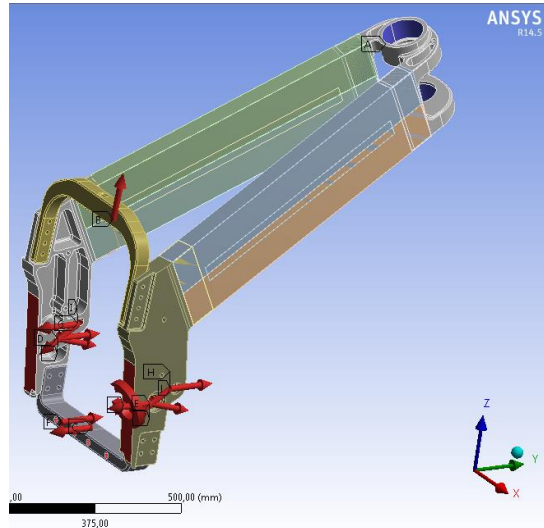
Imag. 154 Tensiones en aceleración máxima 2



Imag. 155 Deformaciones y desplazamientos en aceleración máxima

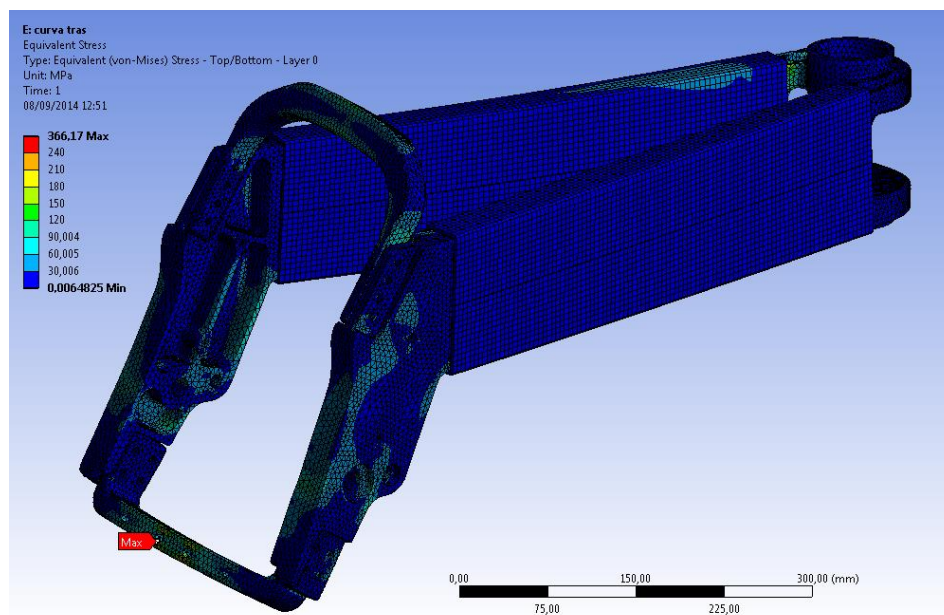
5.2.3. Paso por curva

Para este caso se han hecho dos análisis, esto se debe a que el anclaje del bastidor condiciona los resultados y para ver que nada rompe en primer lugar se ha anclado los rodamientos de la pipa de la dirección y el otro análisis se ha realizado anclando el eje del basculante.



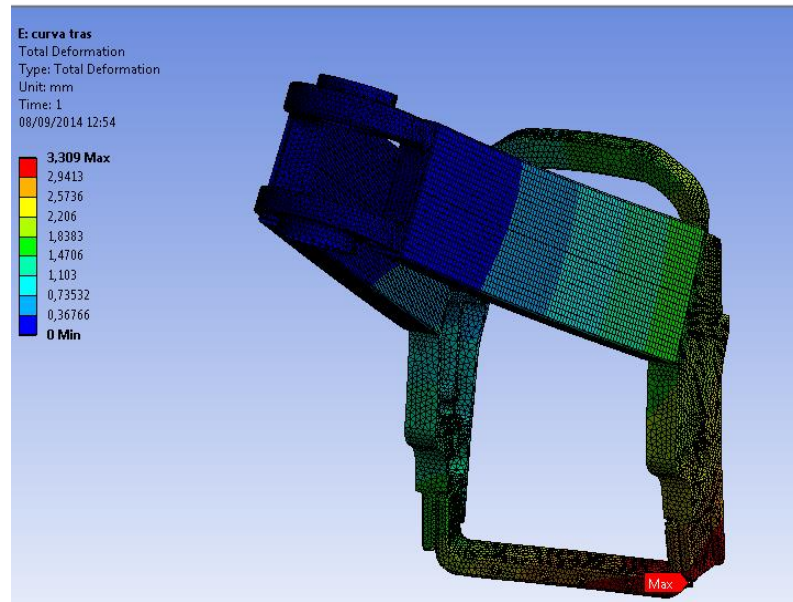
Imag. 156 Fuerzas y empotramientos en paso por curva

Los resultados son los siguientes:



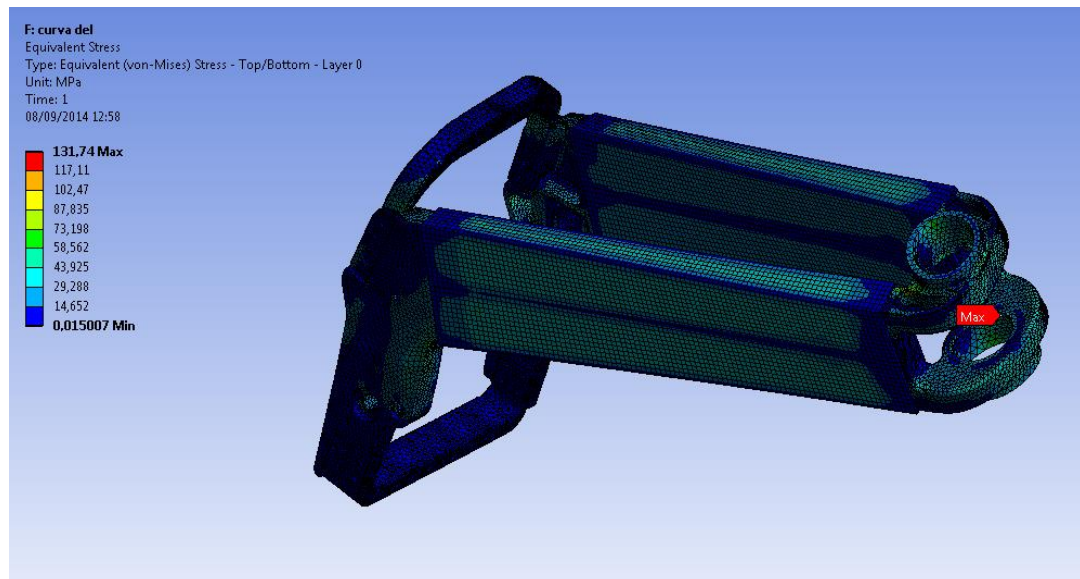
Imag. 157 Tensiones en paso por curva

Como se puede observar no hay grandes tensiones excepto en algún nodo aislado por culpa de cómo está aplicada la carga.



Imag. 158 Desplazamientos en paso por curva

Para poder ver mejor los esfuerzos que hay en la pipa, causados por el giro se le ha introducido el momento en la pipa y se ha empotrado el basculante.



Imag. 159 Tensiones en el segundo análisis de paso por curva

Como se puede observar no hay ningún problema con los esfuerzos.

5.2.4. Conclusión del FEM

Los análisis hechos con los dos laminados diferentes nos indican que las piezas de aluminio se tensionan de igual forma y es muy difícil de indicar con que laminado las vigas trabajan mejor en cuestión de tensiones llegado a este punto. Este aspecto se resolverá en el post proceso de materiales compuestos.

Por otro lado con la información que tenemos hasta este punto ya podemos elegir el mejor de los laminados. Para ello sólo tenemos que observar los desplazamientos totales máximos en todos los casos analizados hasta ahora con los laminados diferentes.

Desplazamientos mm	[±45,0,0,0,0,0,±45]	[45,-45,0,0,0,0,-45,45]
Frenada máx	1.516	1.5045
Aceleración máx	4.285	5.1987
Paso curva 1	3.309	3.8897
Paso curva 2	1.314	1.813

Tabla 8 Desplazamientos en los distintos análisis

Ahora viendo los desplazamientos máximos podemos ver cuál de las dos arquitecturas hace que el bastidor sea más rígido. Como ya habíamos previsto el mejor laminado es el que más láminas unidireccionales tiene y las últimas son tejido.

Ahora que ya sabemos cuál es el bastidor más rígido, pasamos a calcular las rigideces.

5.3. RIGIDECES

La rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

Los coeficientes de rigidez son magnitudes físicas que cuantifican la rigidez de un elemento resistente bajo diversas configuraciones de carga. Normalmente las rigideces se calculan como la razón entre una fuerza aplicada y el desplazamiento obtenido por la aplicación de esa fuerza.

Estas rigideces se han desarrollado con el mejor laminado, con las últimas capas de tejido.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i}$$

Dónde:

F_i es la fuerza estática aplicada sobre el cuerpo en kilo Newtons.

δ_i es el desplazamiento producido debido a la fuerza en milímetros.

K_i es el valor de rigidez en KN/mm.

Definimos la rigidez torsional como K como el momento aplicado entre el ángulo girado.

$$K_{tors} = \tau_{tors} = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{GJ}{L}$$

M será el momento aplicado en KNm.

θ será el ángulo girado en grados.

K será la rigidez torsional en KNm/º.

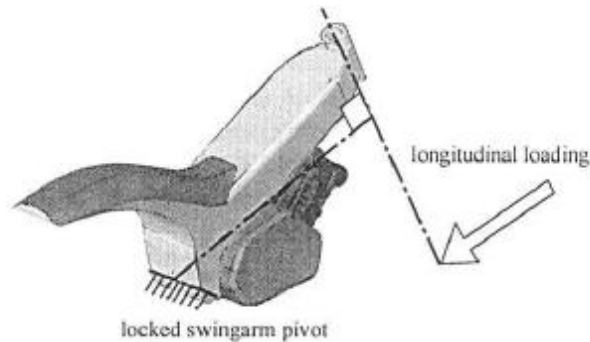
Para este análisis he utilizado como referencia las rigideces del bastidor de la edición de Motostudent 2011-2012. No hay datos sobre las rigideces del bastidor de dicha edición por ello he tenido que calcularlas yo mismo.

El análisis del bastidor de la anterior edición se ha llevado a cabo mediante el programa CATIA ya que ANSYS no permitía crear una malla en condiciones. Como es un valor de referencia no es realmente necesario hacer un cálculo muy preciso por ello creo que el resultado obtenido en CATIA lo doy por bueno.

Test de rigidez longitudinal

Este test trata de reproducir las fuerzas que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una frenada. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano longitudinal de la motocicleta. Otra de las razones por las que se realiza el ensayo de manera tan

sencilla es para que luego se pueda reproducir de forma experimental sobre el chasis fabricado.

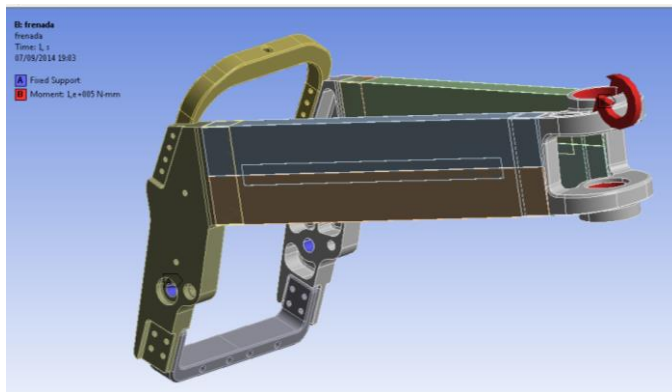


Imag. 160 Como aplicar el test de rigidez longitudinal

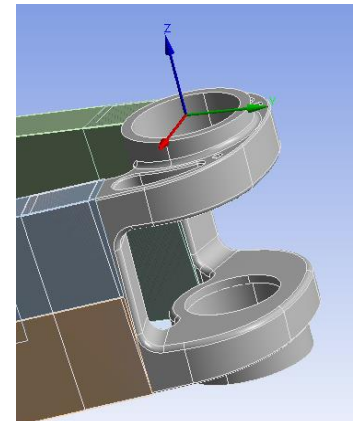
5.3.1. Test de rigidez longitudinal

Para este test se empotra donde van situados los rodamientos del basculante y se introduce un momento en la pipa de la dirección.

El valor de la carga aplicada no es de gran importancia ya que consideramos que el material se encuentra trabajando en su zona elástica y por tanto la relación carga-deformación es lineal. Elegimos una que nos permita observar de forma cómoda el desplazamiento de la pipa, por ejemplo 0.1KNm en este caso.



Imag. 162 Test de rigidez longitudinal o de frenada



Imag. 161 Nuevo sistema de coordenadas

Para conocer la rigidez torsional debemos calcular lo que gira la pipa de la dirección, para ello en primer lugar creamos un sistema de coordenadas que nos convenga y sacamos en pantalla los desplazamientos en los ejes "Y" y "Z" en dos puntos de la pipa.

Distancia entre puntos 149.5mm

Punto A

Punto B

Y=0.09084mm

Y=0.0010665mm

Z= - 0.25774mm

Z= - 0.25365mm

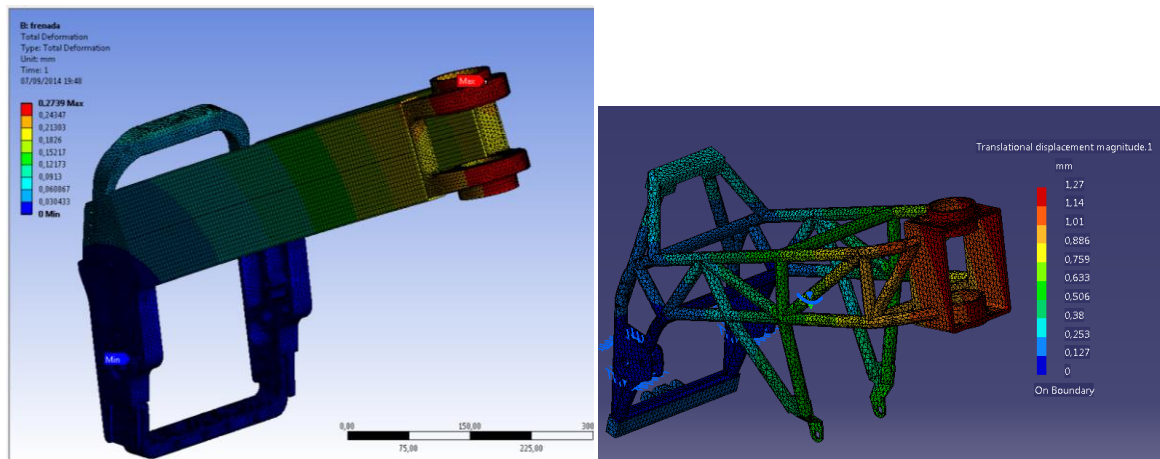
$$\alpha = \arctg \frac{0.09084 - 0.0010665}{149.5 - 0.25774 + 0.25365} = 0.034406573^\circ$$

$$\text{Por lo que } K_{long} = \frac{0.1 \text{ KNm}}{0.034406573^\circ} = 2.9064 \text{ KNm}/^\circ$$

El valor de rigidez obtenido es cualitativo en sí, por lo que es necesario una posterior reproducción del ensayo de forma experimental para obtener así una relación cuantitativa.

Para el caso del bastidor de la anterior edición no podemos obtener el ángulo que gira la pipa porque CATIA tiene un post proceso muy limitado y no podemos obtener los desplazamientos direccionales.

Para poder comparar entre ambos resultados, con observar el desplazamiento máximo podemos calcular el porcentaje con el que mejoramos o empeoramos la rigidez.

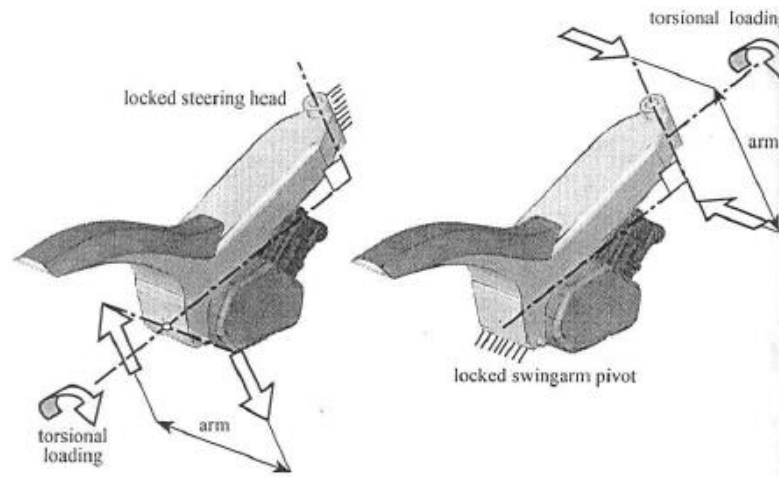


Imag. 163 Desplazamientos máximos de los bastidores MS13-14 y MS11-12, longitudinal

Nuestro bastidor tiene un desplazamiento máximo de 0.2739mm y el bastidor de la edición pasada 1.27mm. Esto significa que es cerca de un 463.67% más rígido, lo cual es bastante mejor.

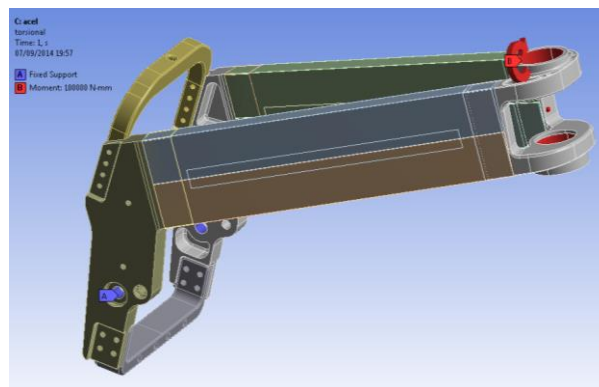
5.3.2. Test de rigidez torsional

Este test trata de reproducir las fuerzas laterales que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta.



Imag. 164 Como aplicar el test de rigidez torsional

Al igual que antes se empotra el eje del basculante y se introduce un momento de 0.1KNm en la pipa de la dirección, con la diferencia de que ahora el momento está en otra dirección.



Imag. 165 Test de rigidez torsional

A diferencia del caso anterior ahora debemos observar los desplazamientos en los ejes "X" y "Z".

Punto A

X= - 0.1111mm

Z= - 0.09715mm

Punto B

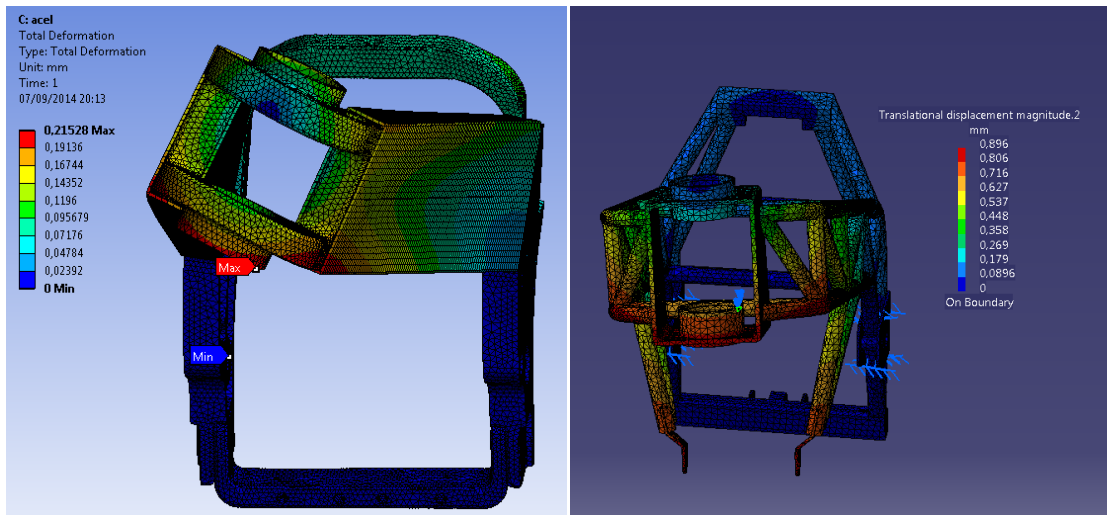
X=0.19388mm

Z= - 0.080847mm

$$\alpha = \arctg \frac{0.1111 + 0.19388}{149.5 - 0.09715 + 0.080847} = 0.116895975^\circ$$

$$\text{Por lo que } K_{tor} = \frac{0.1 \text{ KNm}}{0.116895975^\circ} = 0.8554 \text{ KNm}/^\circ$$

Al igual que antes en CATIA no podemos calcular la rigidez pero podemos comparar los desplazamientos totales máximos

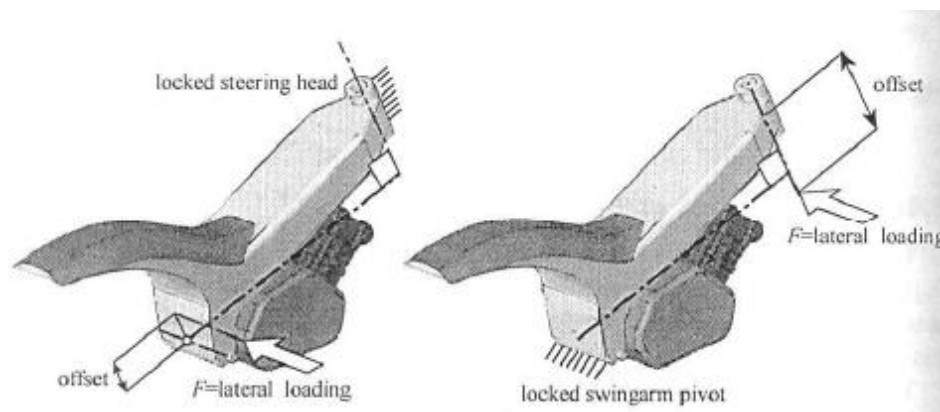


Imag. 166 Desplazamientos máximos de los bastidores, torsional

Con nuestro bastidor tenemos un desplazamiento máximo de 0.215mm y en el de acero 0.896mm. Aproximadamente un 416% más rígido.

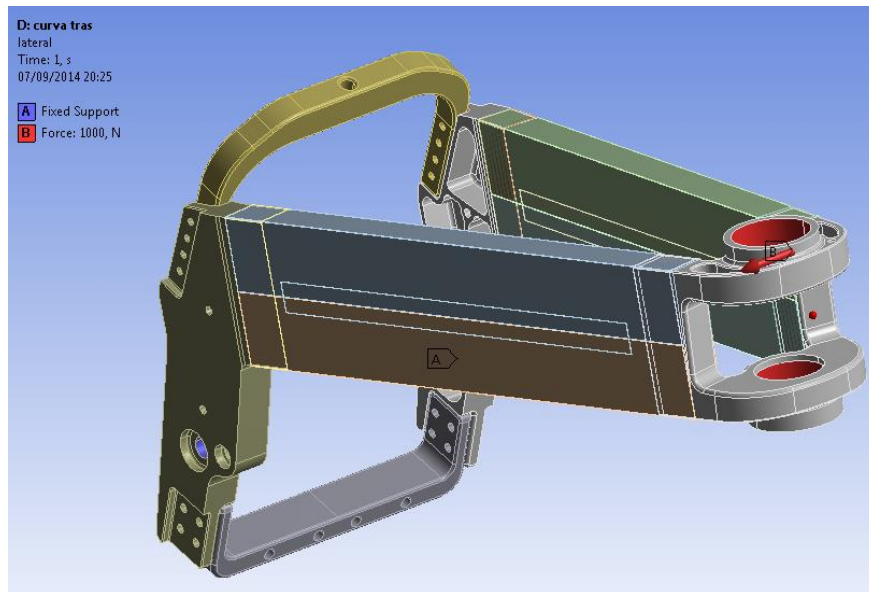
5.3.3. Test de rigidez lateral

Mediante este test se trata de valorar la rigidez lateral del chasis intentando independizarlo de la torsión que se produce en la pipa tras aplicar una carga lateral.



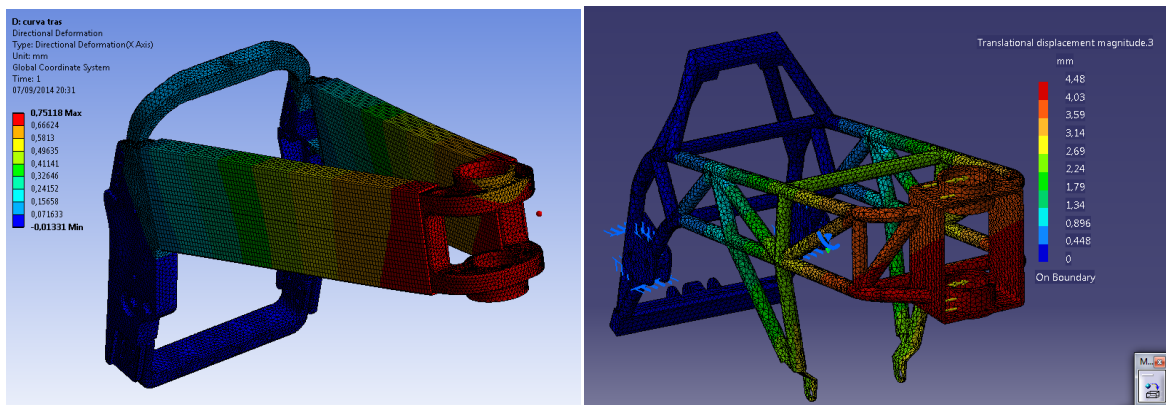
Imag. 167 Como aplicar el test de rigidez lateral

Como en todos los análisis se empotra el eje del basculante y se introduce una carga de 1KN en la dirección lateral del bastidor en la pipa de la dirección.



Imag. 168 Test de rigidez lateral

Para ver las deformaciones en este caso es más simple, sólo tenemos que obtener el desplazamiento en el eje X.



Imag. 169 Desplazamientos máximos en los bastidores, lateral

Como podemos observar el desplazamiento de nuestro bastidor es de 0.75118mm.

$$K_{lat} = \frac{1}{0.75118} = 1.3312 \text{ KN/mm}$$

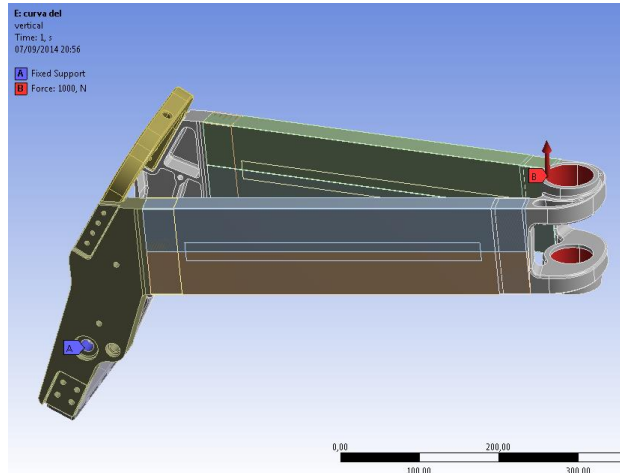
Y por otro lado el bastidor del MS11-12 se desplaza 4.48mm. Teniendo una $K_{lat}=0.2232\text{KN/mm}$.

Nuestro bastidor es un 596% más rígido que el de la pasada edición.

5.3.4. Test de rigidez vertical

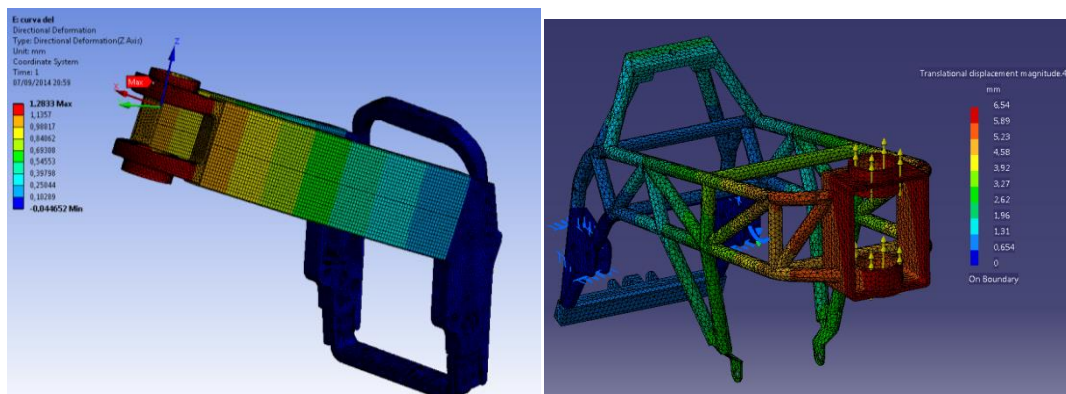
Este test no es muy común, aun así he decidido hacerlo ya que se trata de introducir una carga vertical a la pipa, la cual se crea cuando se frena la moto.

La carga es de 1KN.



Imag. 170 Test de rigidez vertical

En este caso miramos el desplazamiento en el eje Z del sistema de coordenadas que hemos creado.



Imag. 171 Desplazamientos máximos en los bastidores, vertical

Nuestro bastidor se desplaza 1.2833mm.

$$K_{vert} = \frac{1}{1.2833} = 0.77924 \text{ KN/mm}$$

El bastidor del MS11-12 se desplaza 6.54mm.

$$K_{vert} = \frac{1}{6.54} = 0.1529 \text{ KN/mm}$$

Por lo que nuestro bastidor es cerca de 509% más rígido.

Rigideces K	MS 13-14	MS 11-12	% de mejora
Longitudinal	2.9064 KNm/°	0.6277 KNm/°	463%
Torsión	0.8554 KNm/°	0.2056 KNm/°	416%
Lateral	1.3312 KN/mm	0.2232 KN/mm	596%
Vertical	0.7792 KN/mm	0.1529 KN/mm	509%

Tabla 9 Rigideces de los bastidores MS13-14 y MS11-12

Como los resultados obtenidos con CATIA no se pueden analizar de forma adecuada y además el módulo de cálculo de CATIA no es especialmente bueno, estos resultados son orientativos.

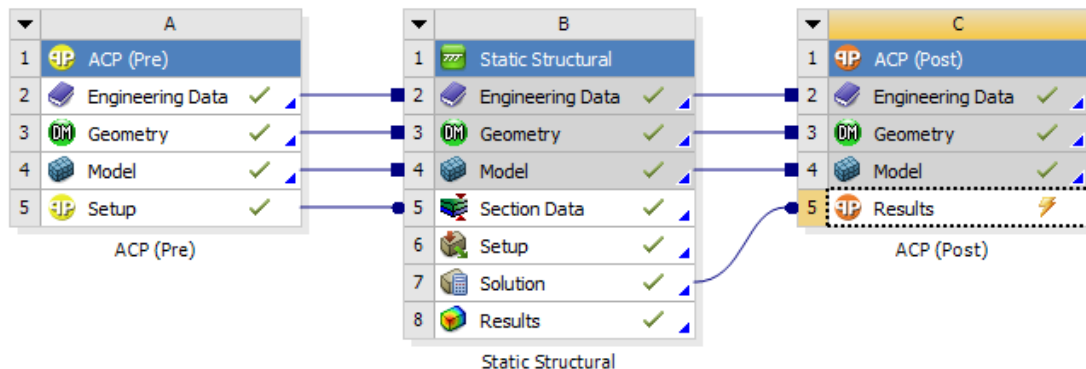
Aun así podemos observar una gran mejora de rigidez respecto del bastidor de la edición anterior.

Por otro lado estas rigideces son orientativas ya que el motor en sí mismo le da muchísima rigidez a todo el bastidor.

5.4. POST PROCESO

El módulo ACP nos permite ver realmente como sufren las piezas de material compuesto, para ello hay que introducir un nuevo módulo e importar en éste, el modelo y la solución del cálculo realizado anteriormente.

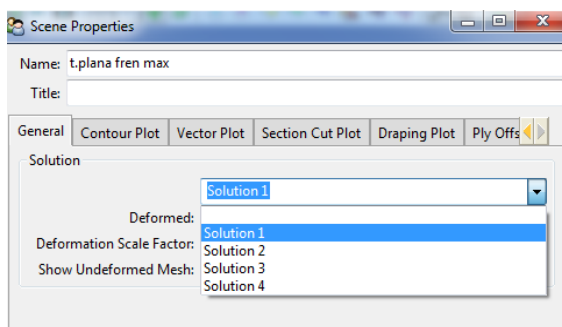
Este es el mismo módulo que en el pre proceso de antes sólo que ahora no podemos cambiar ninguno de los parámetros que habíamos descrito con anterioridad.



Imag. 172 Exportación de los resultados al modulo de ACP post

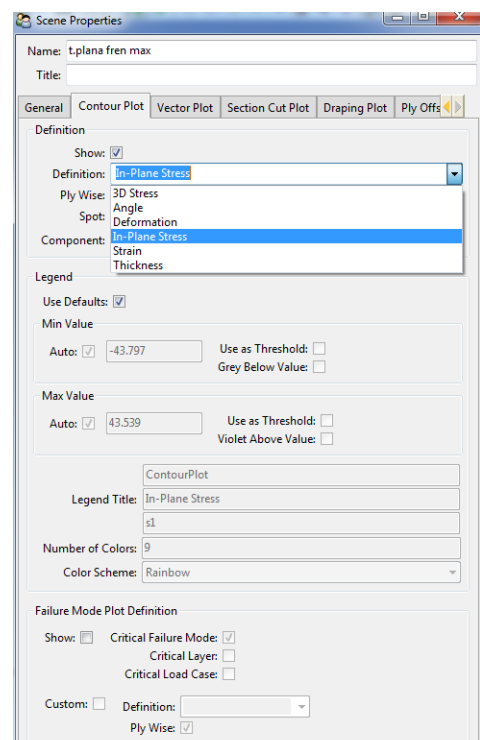
Aquí lo que hay que hacer es preparar escenas para que nos muestre lo que nos interese.

Para ello damos nombre a la escena y escogemos cuál de las soluciones calculadas anteriormente queremos analizar.



Imag. 173 Elección de solución para crear escena

A continuación definimos que es lo que queremos que nos muestre, como por ejemplo la tensión plana de cada lámina y ya podemos ver los resultados obtenidos.



Imag. 174 Selección del resultado a observar

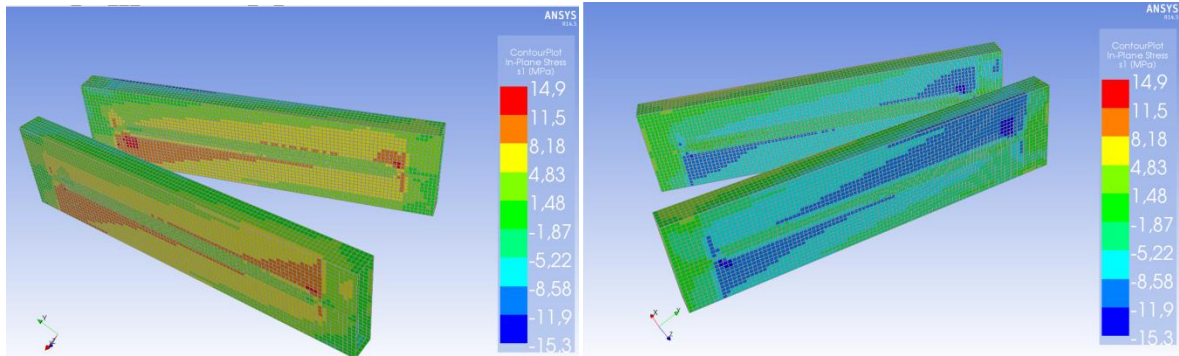
5.4.1. Frenada

Tensión plana

La tensión plana nos muestra las tensiones de cada lámina de la pieza.

Laminado con tejido:

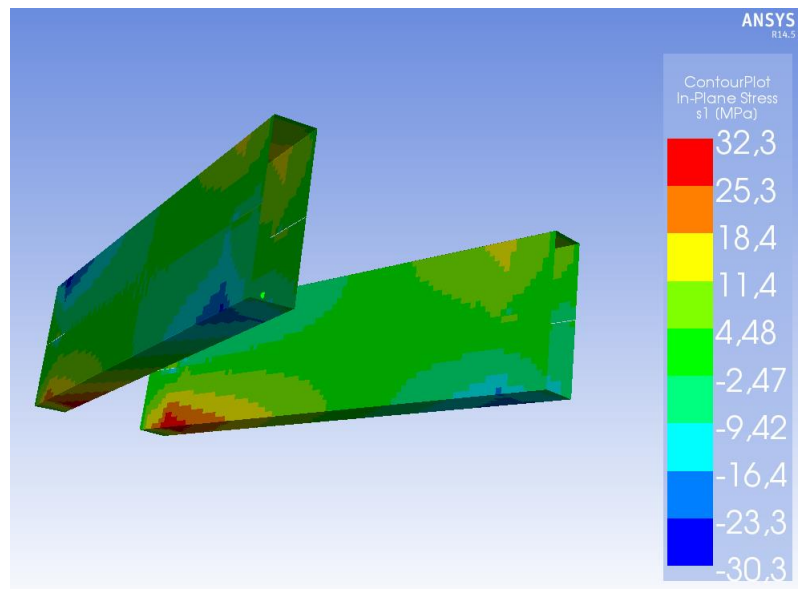
Tejido $\pm 45^\circ$, 1ª lámina desde el exterior:



Imag. 175 Tensión plana de las láminas de tejido

Se puede apreciar como las tensiones se reparten a 45°

Unidireccional 0° , 2ª lámina desde el exterior:

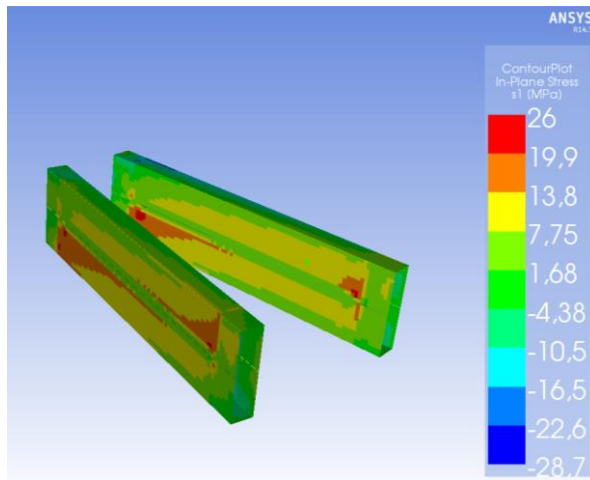


Imag. 176 Tensión plana de las láminas unidireccionales

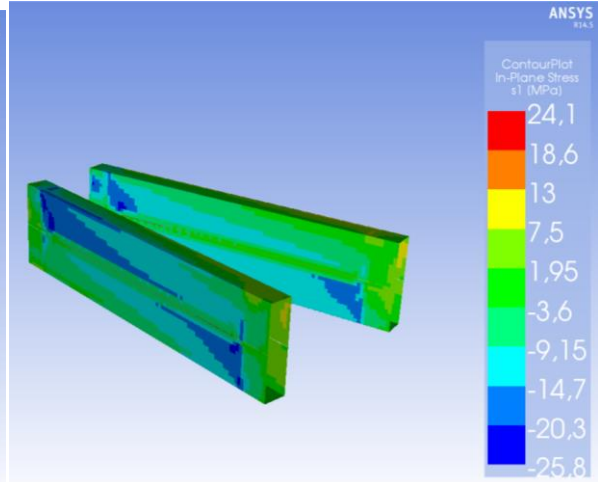
El resto de las láminas tiene un comportamiento similar y un poco menor cuanto más nos vallamos dirigiéndonos a las láminas internas. Por lo que estamos absolutamente seguros de que no va a fallar ninguna de las piezas ya que las cargas son prácticamente inexistentes. Además de que el límite elástico del tejido es de 513MPa y el de la unidireccional 1632MPa.

Laminado todo unidireccional:

1º lámina a 45º



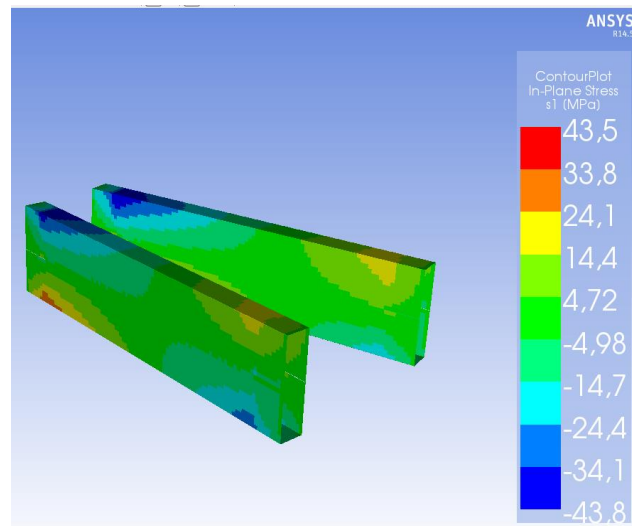
2ª lámina a -45º



Imag. 177 Tensión plana de las primeras láminas del laminado todo unidireccional

Como se puede observar, al haber menos unidireccionales, que son las que más tensiones soportan, todas las láminas se cargan más.

3º lámina a 0º

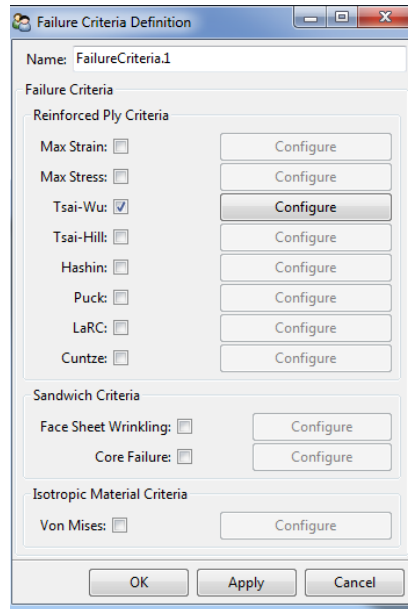


Imag. 178 Tensión plana de las láminas unidireccionales

Aun así se puede ver perfectamente que no hay ningún riesgo de rotura.

Criterio de fallo

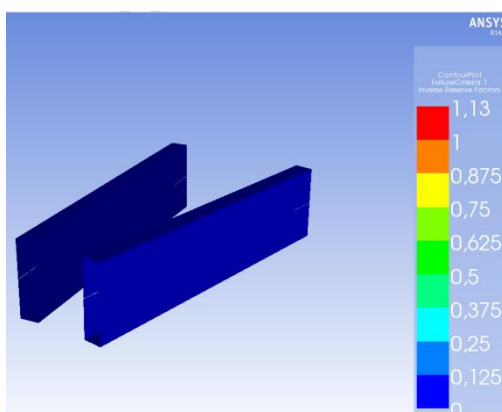
El problema del material compuesto es que nunca sabes cómo se va a romper y existen muchos tipos de rotura diferentes, por ello aunque en el análisis de tensiones las láminas aguanten perfectamente puede que se rompan por alguna otra razón. Es por lo que siempre hay que utilizar un criterio de fallo para ver que las piezas nunca fallan.



Imag. 179 Tipo de criterio de fallo

El método utilizado para que se nos muestre el criterio de fallo es el Tsai-Wu. Este es el método más utilizado y más extendido ya que representa las soluciones más realistas.

Tejido $\pm 45^\circ$, 1ª lámina desde el exterior:



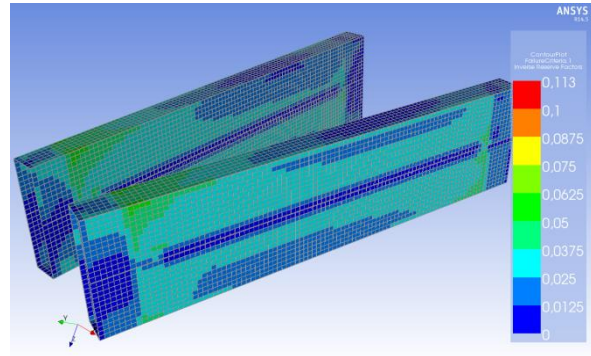
Imag. 180 Criterio de fallo en las láminas

Esta escena muestra el fallo que puede tener cada lámina y se representa del 0 al 1. Por lo que si hay algo que aparece rojo significa que la pieza rompe.

Como podemos observar todo aparece en azul lo que significa que no hay ninguna zona en la pieza que alcance el 12.5% de su capacidad.

Si bajamos la escala podemos observar como lo máximo a lo que trabaja la pieza es cerca de un 5%:

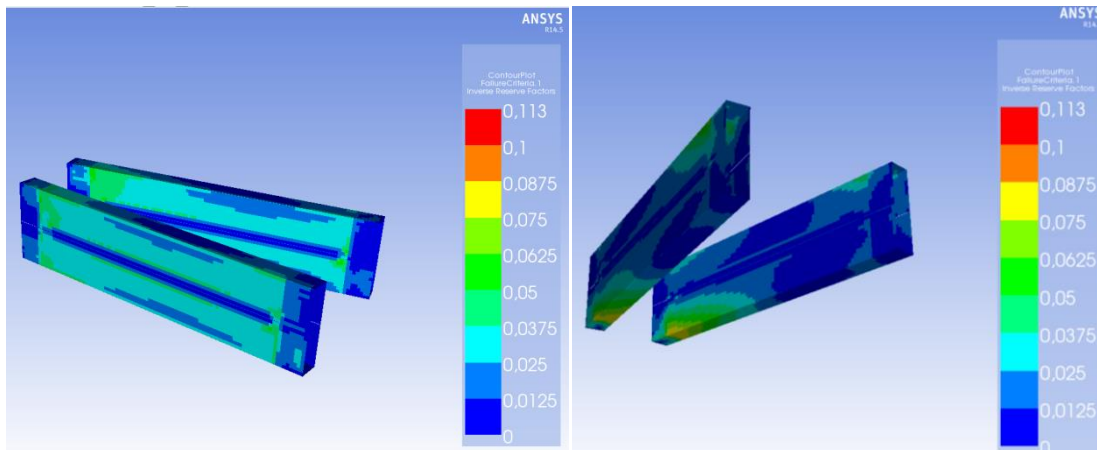
Las demás láminas todavía trabajan menos.



Imag. 181 Criterio de fallo con otra escala

Laminado todo unidireccional:

Como ya había previsto las láminas a 45° no superan el 5% de su capacidad de carga. Y las unidireccionales rondan el 7.5 y el 8.75%.



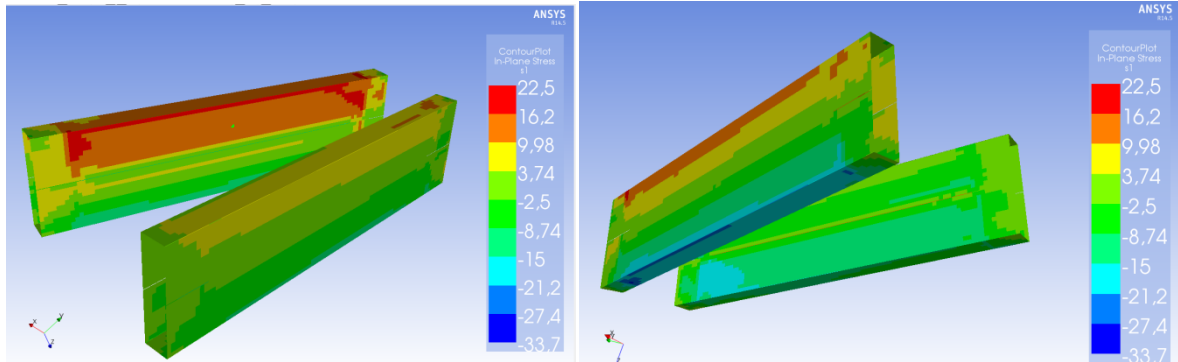
Imag. 182 Criterio de fallo con el laminado unidireccional

5.4.2. Aceleración máxima

Para este caso hacemos exactamente lo mismo que antes y ya podemos observar los resultados:

Tensión plana:

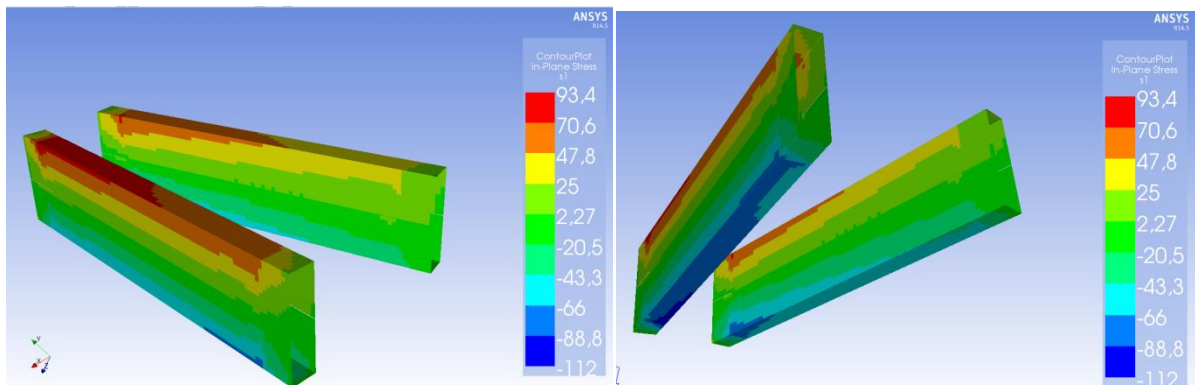
Tejido $\pm 45^\circ$, 1ª lámina desde el exterior:



Imag. 183 Tensión plana tejido aceleración máxima

Como podemos observar esta primera lámina prácticamente no trabaja nada porque se encuentra a 45° .

Unidireccional 0° , 2ª lámina desde el exterior:

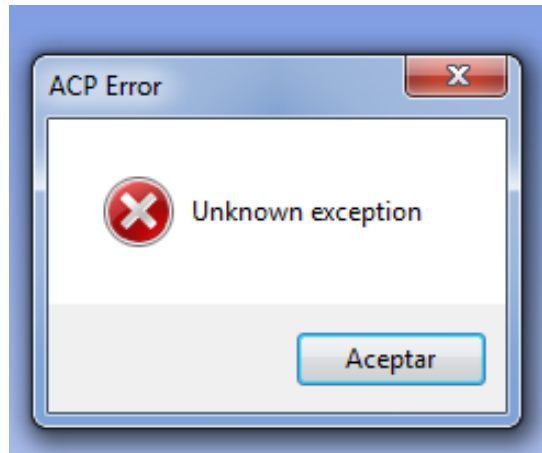


Imag. 184 Tensión plana en las láminas unidireccionales

Aquí ya podemos observar como las láminas unidireccionales trabajan muchísimo más que las colocadas a 45° . Como ha ocurrido en el otro caso las láminas cuanto más internas sean menos sufren, por lo que esta segunda es la que más sufre de toda la pieza.

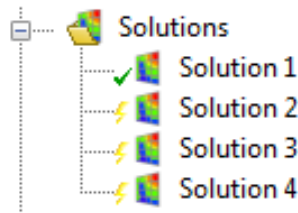
Todas unidireccionales:

En este análisis ha habido un fallo que no he sabido resolver ya que todo el proceso se ha hecho correctamente y el programa nos muestra este error con lo que no podemos saber lo que realmente ocurre.



Imag. 185 Error del post proceso

El post proceso del análisis con todas las láminas con fibra unidireccional sólo ha sido capaz de hacer el caso de frenada máxima. Tal vez esto se deba a que es el análisis más simple y que los demás casos sean demasiado complejos.

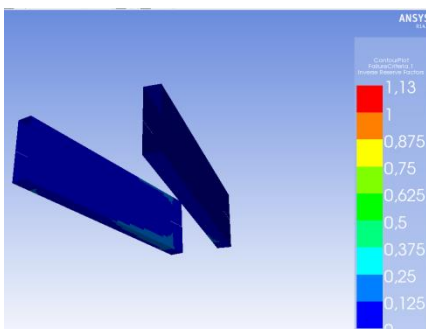


Imag. 186 Errores en las soluciones

Como se ha podido observar las piezas de material compuesto con tejido en las últimas láminas es bastante mejor que con todas unidireccionales por ello a partir de ahora solamente se analizará este caso.

Criterio de fallo Tsai-Wu:

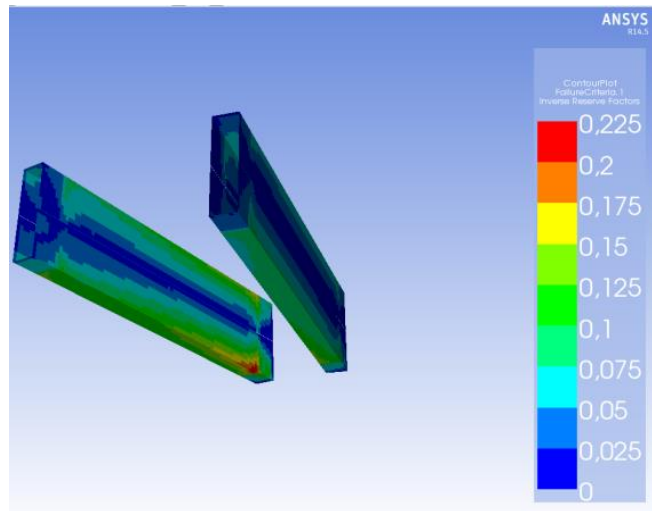
Tejido $\pm 45^\circ$, 1ª lámina desde el exterior:



Imag. 187 Criterio de fallo de tejido

Aquí podemos observar como ya trabaja un poco más que antes.

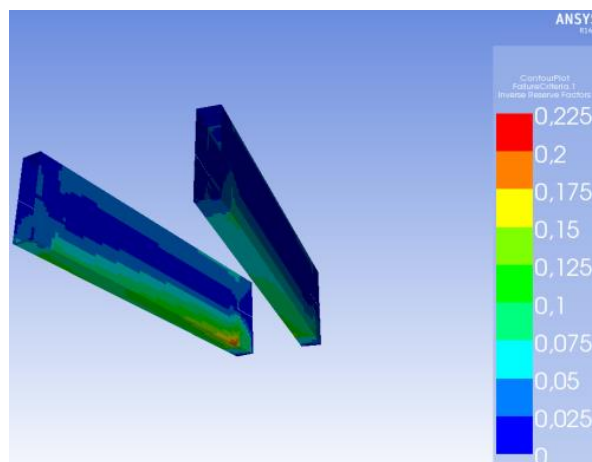
En esta otra imagen podemos ver que ya supera el 20% de su capacidad.



Imag. 188 Criterio de fallo tejido otra escala

Unidireccional 0°, 2ª lámina desde el exterior:

En esta otra lámina se puede ver que aunque se tense más trabaja menos que el tejido de la primera lámina.



Imag. 189 Criterio de fallo unidireccional

Para los casos de paso por curva me ocurre exactamente lo mismo que en el análisis con el laminado [45,-45,0,0,0,-45,45]. Me salta el error y no es capaz de sacarme más soluciones.

Pero ya podemos ver que estas piezas tienen un coeficiente de seguridad muy grande ya que las cargas están mayoradas un 1.5 y en ninguna de las piezas de fibra se cargan lo suficientemente las piezas como para que se rompan.

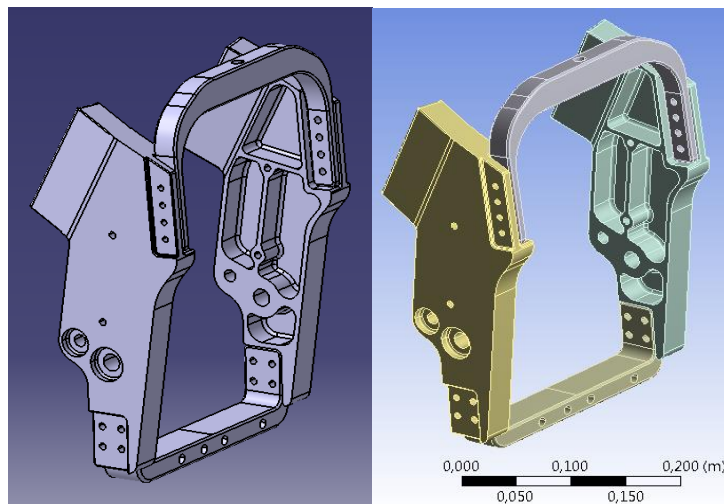
6. ANÁLISIS FEM DE COMPONENTES DE ALUMINIO

Los análisis realizados con el bastidor completo hacen que un análisis por separado del ensamblaje de los componentes de aluminio (componentes traseros, sin tener en cuenta la pipa para el caso de aceleración, teniendo en cuenta sólo la pipa para el caso de frenada) no presente demasiado interés. Pero, por seguridad estructural se ha realizado dicho análisis que sí es necesario para realizar el análisis a fatiga, el cual se detallará más adelante puesto que ANSYS no es capaz de calcular la fatiga de los componentes de material compuesto.

También se analizarán otros componentes importantes como son el soporte inferior del motor y las U de acero de la unión del bastidor con los links, para determinar sus características estructurales y geométricas.

6.1. ENSAMBLAJE DE COMPONENTES TRASEROS DE ALUMINIO

Para realizar el análisis del ensamblaje de componentes traseros de aluminio, es necesario introducir las fuerzas resultantes del apartado de cálculos 4.4.1.5 de aceleración máxima puesto que es el caso en el que más sufren estos componentes (reacciones en el bastidor). Por otra parte también se ha introducir las reacciones en los apoyos del eje motor debidas a la tensión de la cadena calculadas en el apartado 4.1.4 y las reacciones debidas a las fuerzas internas de inercia (fuerza en el soporte inferior y en los apoyos del eje motor) calculadas en el apartado 4.1.3.2.



Imag. 190 Ensamblaje en CATIA y ANSYS componentes de aluminio

Así las fuerzas son las siguientes:

Fuerza en el anclaje del muelle $F_a = 7225 \text{ N}$

Fuerza total en los links $F_{\text{links}} = 9938 \text{ N}$

Fuerzas totales en el eje del basculante $F_{bx} = 11706 \text{ N}$ $F_{by} = 5560 \text{ N}$

Fuerza en el soporte trasero derecho por tensión de la cadena $R_A = -1454 \text{ N}$

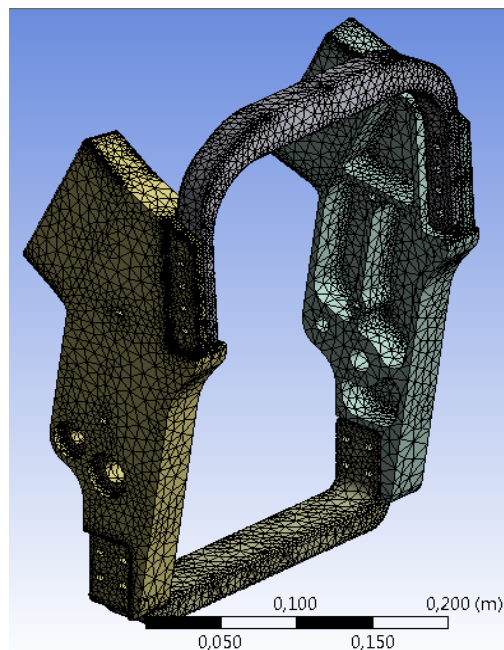
Fuerza en el soporte trasero izquierdo por tensión de la cadena $R_B = 10020 \text{ N}$

Fuerza total en los soportes inferiores por fuerzas internas $F_{\text{sopinf}} = 1955 \text{ N}$

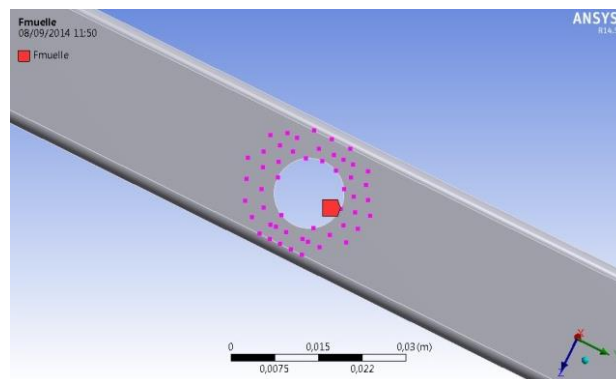
Fuerza total en los apoyos del eje motor por fuerzas internas

$F_{\text{em}_x} = 1938.2 \text{ N}$ $F_{\text{em}_y} = 536.1 \text{ N}$

En ANSYS, es necesario mallar bien el conjunto para no obtener resultados erróneos, además de establecer los contactos pertinentes, también se debe tener en cuenta que algunas fuerzas hay que dividir las entre el número de puntos de aplicación y que las fuerzas que actúan en el soporte del muelle y en el soporte de los links se aplican a los nodos que estarán en contacto con la arandela del tornillo.

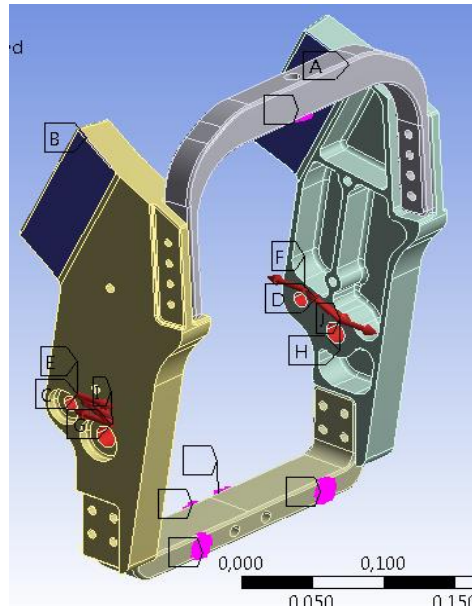


Imag. 191 Mallado



Imag. 192 Selección de nodos para fuerza

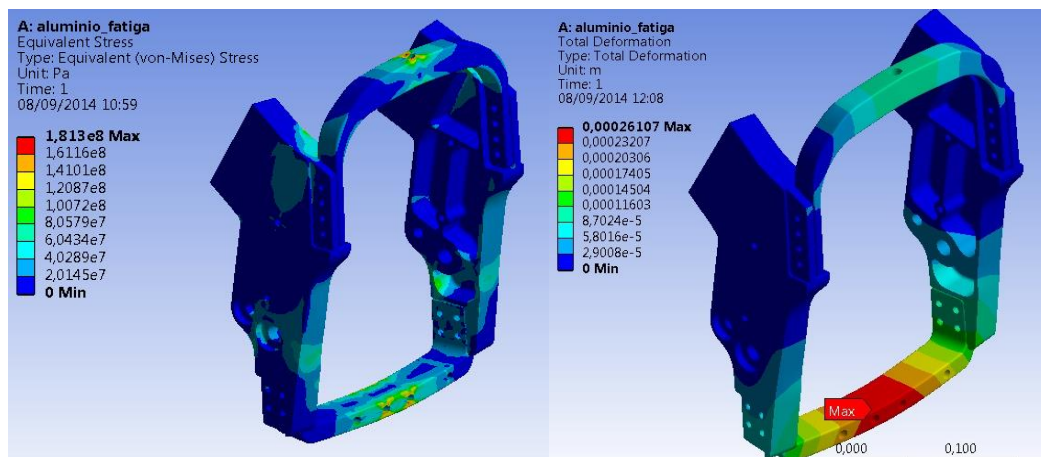
El sistema de fuerzas aplicadas se observa a continuación, los sentidos de las mismas se determinaron en los apartados de cálculos.



Imag. 193 Fuerzas y empotramientos

Los resultados obtenidos muestran que las tensiones máximas se producen en el soporte del muelle y en el soporte de los links y alcanzan un valor máximo de 181 MPa. Este valor máximo es representativo de una concentración de tensiones en los bordes de los agujeros para los tornillos, luego será conveniente realizar redondeos en dichos bordes.

Las tensiones equivalentes de Von Mises no superan los 190 MPa por lo tanto el aluminio 6061 T6 será adecuado para fabricar este componente. Las deformaciones son muy pequeñas y cabe destacar que las máximas se alcanzan en el soporte de los links, luego la unión de este componente con el resto debe estar bien asegurada.



Imag. 194 Tensiones y desplazamientos

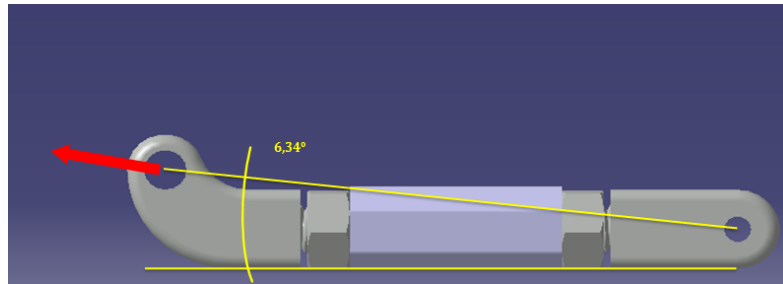
6.2. SOPORTE TENSOR INFERIOR DEL MOTOR

En el apartado de cálculos 4.1.3.2 se calculó la fuerza máxima que habrá en el punto de anclaje del motor con el soporte inferior.

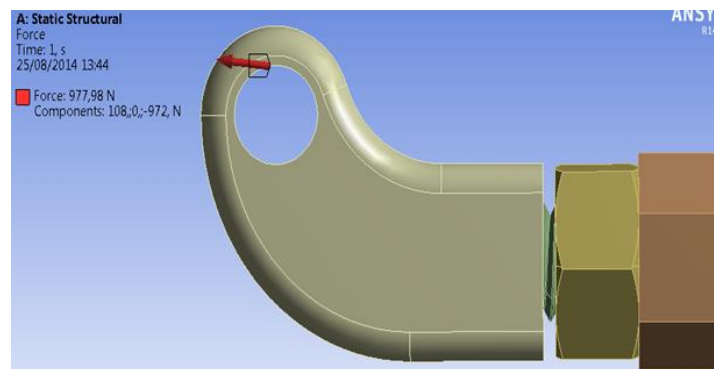
El valor de dicha fuerza era:

$$R1=1955.5 \text{ N}$$

La dirección de esta fuerza se indica en la siguiente imagen y servirá para descomponer la fuerza en el sistema de coordenadas de ANSYS.

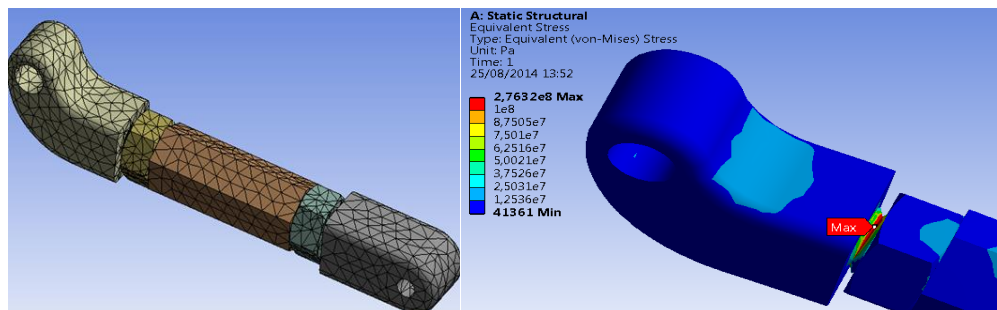


Imag. 195 Dirección de la fuerza en el soporte inferior



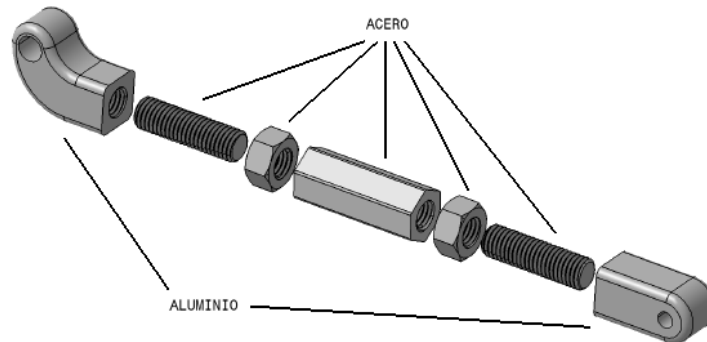
Imag. 196 Fuerza en ANSYS

Después de realizar el mallado correspondiente e introducir la fuerza correspondiente (cada soporte inferior soportará la mitad de R1), los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises se muestran en las siguientes imágenes:



Imag. 197 Mallado y tensiones

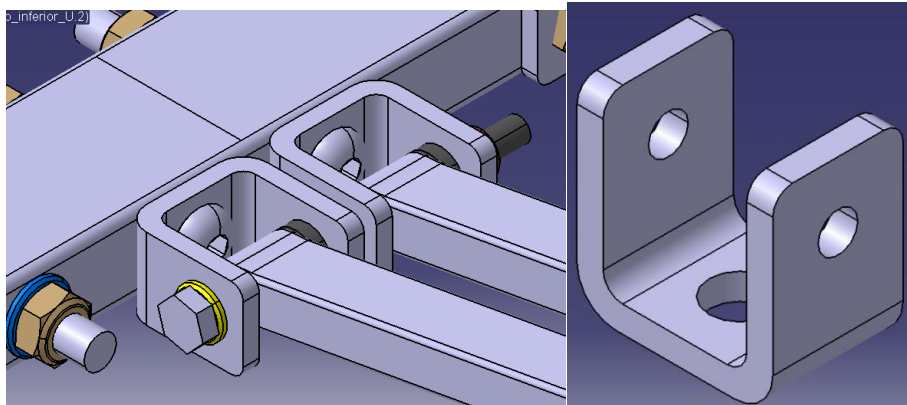
Después de observar que las tensiones grandes se encuentran localizadas en la zona libre de la varilla roscada, se determinó que el soporte inferior será de acero y aluminio. En el siguiente explosionado se especifica qué piezas serán de acero y cuáles de aluminio.



Imag. 198 Explosionado soporte inferior

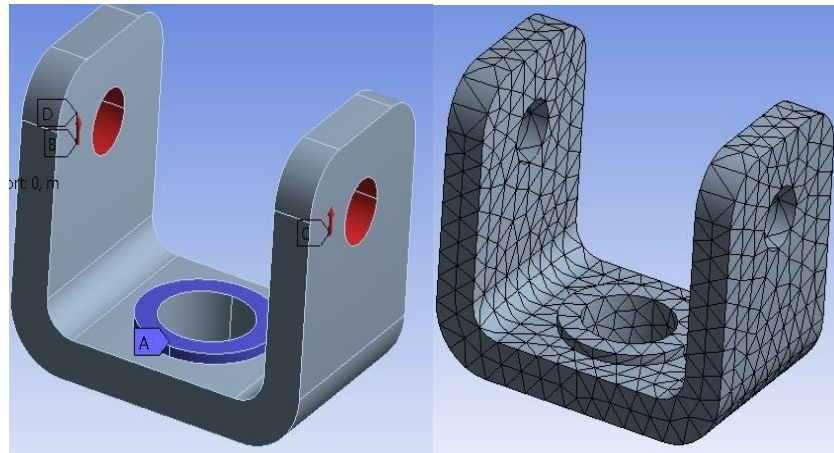
6.3. U DE ACERO

La U de acero siguiente, es un elemento necesario para unir por unión atornillada los links al bastidor y su geometría se obtendrá por corte de un perfil en U.



Imag. 199 U de unión bastidor links

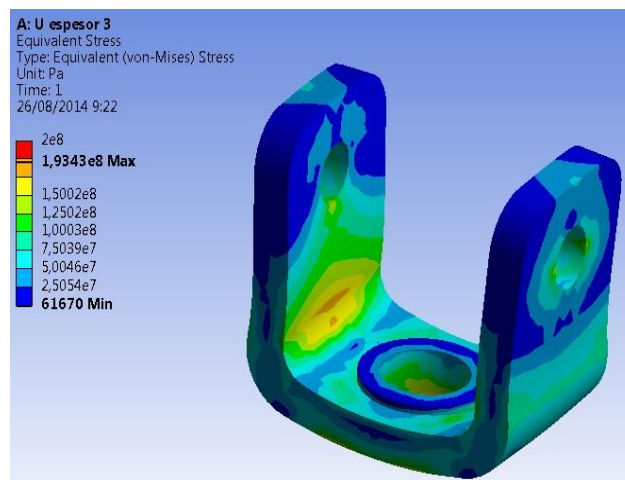
La fuerza total que soporta cada U será la F_{link} calculada en el apartado 4.4.1.5 dividida por 2. En ANSYS se optó aplicar la fuerza a cada oreja, como se observa en la siguiente imagen, la fuerza actuante en cada oreja de la U es igual a $F_{link}/4$ y se ha puesto como apoyo fijo el área donde sujeta el tornillo. También se ha restringido el movimiento de las orejas en sentido axial (eje de apoyo de los links), puesto que una vez atornilladas las dos U con los links suponemos que no se podrán desplazar en ese sentido.



Imag. 200 Fuerzas, empotramientos y mallado

El material del centro de la U se puso para simular de mejor manera el apoyo fijo que representa la cabeza del tornillo (se podría hacer también aplicando fuerza en nodos). Después de realizar varias simulaciones con distintos espesores, se determinó que el espesor de la U en todos sus lados ha de ser de 4 mm.

El resultado de la simulación en ANSYS con espesor 4 mm, muestra que la máxima tensión equivalente de Von Mises es de aproximadamente 200 MPa.



Imag. 201 Tensiones U

La U podría ser de un buen aluminio pero en dicho caso, las piezas se obtendrían por mecanizado (4 U más una L dimensionadas de la misma manera). Para reducir costes sería mejor utilizar un perfil de acero rectangular S275 o superior y cortarlo o directamente un perfil de acero en U.

6.4. FATIGA

6.4.1. Introducción

Los componentes del bastidor están sometidos a cargas cíclicas originadas por las consecutivas aceleraciones, frenadas y pasos por curva que se dan durante el manejo de la motocicleta en el circuito, por lo tanto es conveniente realizar un estudio a fatiga.

Una vez realizado el análisis de tensiones y deformaciones en ANSYS, el programa permite realizar el correspondiente estudio a fatiga con una herramienta de fácil manejo que tiene un gran potencial. Se considera que los resultados obtenidos son fiables y por lo tanto se les da validez para este trabajo.

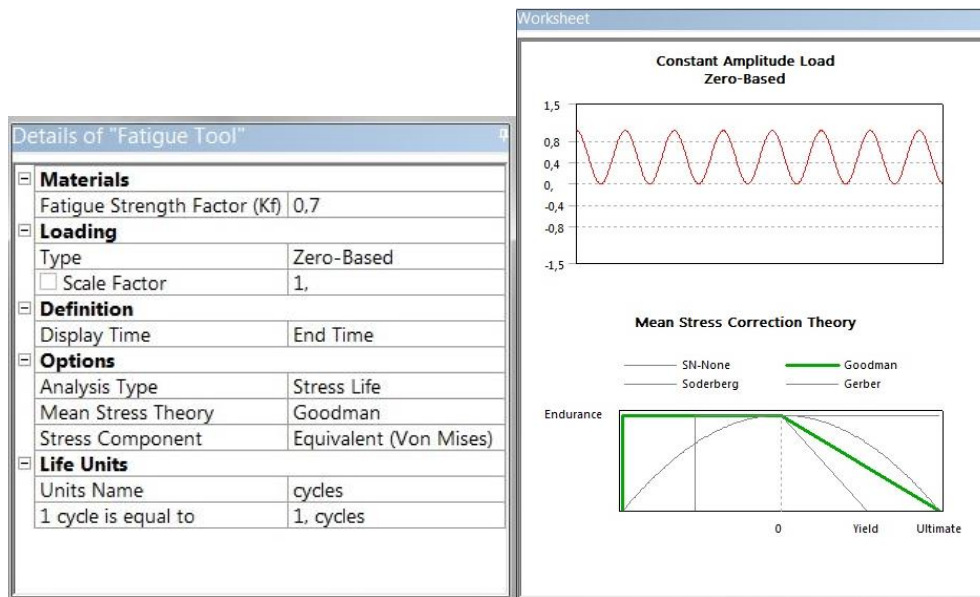
ANSYS no es capaz de estudiar la fatiga de los componentes de material compuesto por ello se estudiará sólo los de aluminio.

Para poder realizar el estudio a fatiga en ANSYS, éste necesita que se definan el tipo de carga cíclica (media cero o distinta de cero), el factor K_f (reduce el límite de resistencia a fatiga), tipo de análisis entre tensión-vida o deformación-vida y el criterio de fallo (Goodman, Soderberg, Gerber).

6.4.2. Carga cíclica, K_f , tipo de análisis y criterio de fallo

Cuando la moto está en reposo, las fuerzas externas e internas y por lo tanto las tensiones en los componentes serán nulas; cuando se acelera la moto a tope, las tensiones alcanzan su máximo valor. Luego, el historial de carga cíclica es sencillo. Se trata de un problema con tensión media desplazada en el cual la tensión mínima será cero y la máxima, los valores de las fuerzas en aceleración máxima.

El tipo de carga Zero-Based simula una carga cíclica mínima de cero y una máxima de 1, es decir, se hace un cambio de escala en el que el valor de las fuerzas máximas en aceleración tiene el valor de 1 mientras que las mínimas tienen el valor de cero.



Imag. 202 Definición de carga cíclica K_f tipo de análisis y criterio de fallo

En ANSYS, el factor K_f es un reductor del límite de resistencia a fatiga, es decir engloba en un solo factor de reducción los factores de superficie, de tamaño, de carga, de temperatura, de concentración de tensiones, etc.

Por las características geométricas de los componentes resulta complicado calcular los factores modificativos luego no se puede determinar un valor exacto de K_f , por ello en los análisis se fue reduciendo su valor para comprobar si las piezas fallaban con una resistencia a fatiga más baja.

El tipo de análisis será tensión-vida y el criterio de fallo que se ha considerado suficientemente conservador para este problema es el de Goodman.

6.4.3. Casos de análisis a fatiga

En los análisis del bastidor completo se comprobó que los casos en que se encontraban tensiones mayores eran los de aceleración máxima y frenada. Por lo ello serán también los que más daño causen a los componentes del mismo.

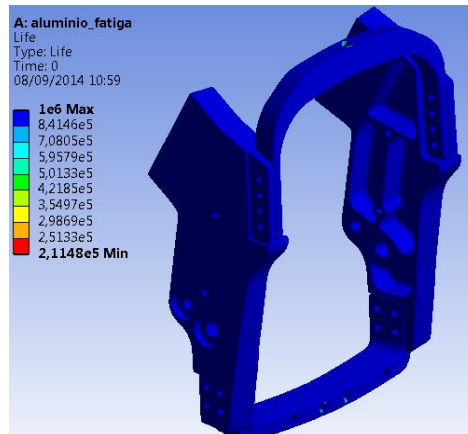
En aceleración máxima, los componentes que más sufren son los traseros mientras que en la frenada los esfuerzos se concentran en la pipa.

Por ello se realizarán dos análisis, uno para el caso de aceleración máxima con el ensamblaje de soportes traseros, soporte muelle y soporte links y otro para el caso de frenada en el que solo se estudia el comportamiento de la pipa.

6.4.3.1. Análisis de fatiga en aceleración máxima

Se aplican las mismas las cargas calculadas en el apartado 4.4.1.5.

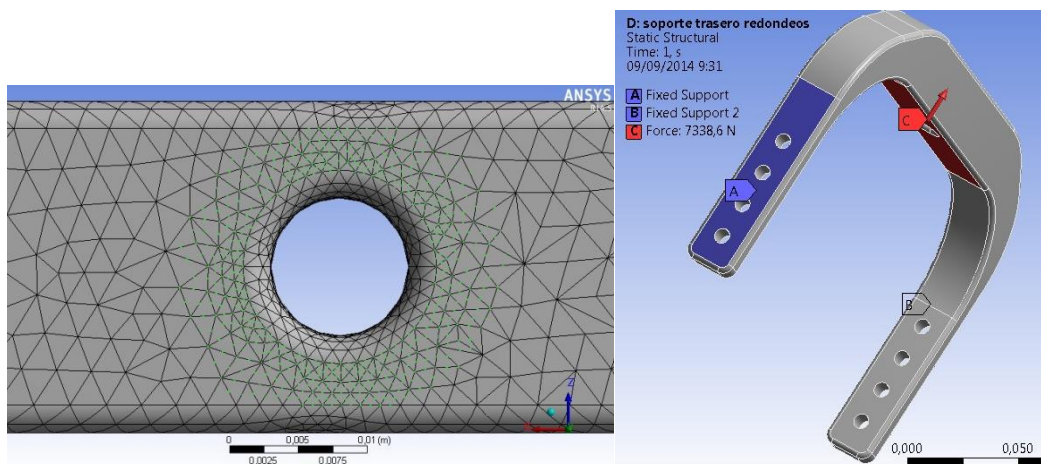
El análisis de tensiones y deformaciones máximas se vio en el apartado 6.1. Pues bien, con las condiciones de carga cíclica, Kg y criterio de fallo, se muestra a continuación el análisis de fatiga en el que se puede comprobar que el conjunto no fallará a fatiga o mejor dicho tendrá vida infinita (vida superior a 10^6 ciclos).



Imag. 203 Vida a fatiga ensamblaje completo

No hay casi diferencia entre utilizar un K_f más pequeño. Se realizó varios análisis reduciendo hasta un 30% el valor de K_f y no se apreciaron cambios en la vida de los componentes. Una reducción de un 30% del valor de K_f es suficiente, asociando también que las cargas actuantes se calcularon con un coeficiente de mayoración de 1.5.

Por otra parte, se realizó estudios separados de los componentes críticos del ensamblaje anterior, es decir, del soporte del muelle y del soporte de los links, puesto que se detectaron fallos a fatiga en los agujeros para anclaje del muelle-amortiguador y de las U de unión con los links.



Imag. 204 Selección nodos y superficies para aplicar fuerza y empotramientos

Los resultados muestran que para reducir la concentración de tensiones en los agujeros citados, además de redondear sus bordes, hay que distribuir la fuerza aplicada a una superficie más grande que la que nos da el diámetro mayor de la arandela.

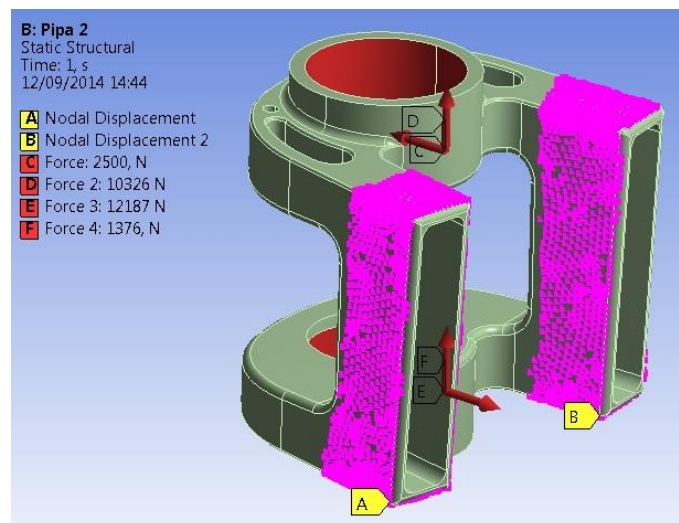
En el soporte de los links, este problema está solucionado porque la superficie de la U de acero es suficiente para distribuir la fuerza de los links sobre el aluminio.

En el soporte del muelle, se tendrán que añadir unas pletinas de acero o aluminio que distribuyan la fuerza del muelle sobre el aluminio.

6.4.3.2. *Análisis de fatiga en frenada*

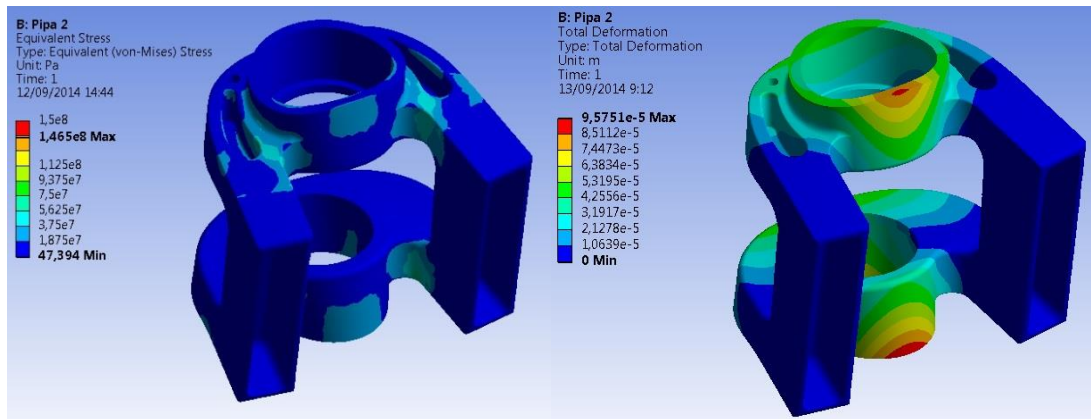
Como ya se dijo, en el caso de la frenada, el componente que más sufre es la pipa de la dirección. Las cargas alternas que actuarán en la pipa son las calculadas en el apartado 4.4.2.

Para poder realizar el análisis de tensiones fue necesario aplicar los empotramientos en forma de desplazamientos cero en los nodos que estarán en contacto con el pegamento que sirve de unión entre la pipa y las vigas de material compuesto, tal y como se observa en la siguiente imagen (los puntos de color rosa):



Imag. 205 Fuerzas y empotramientos en la pipa

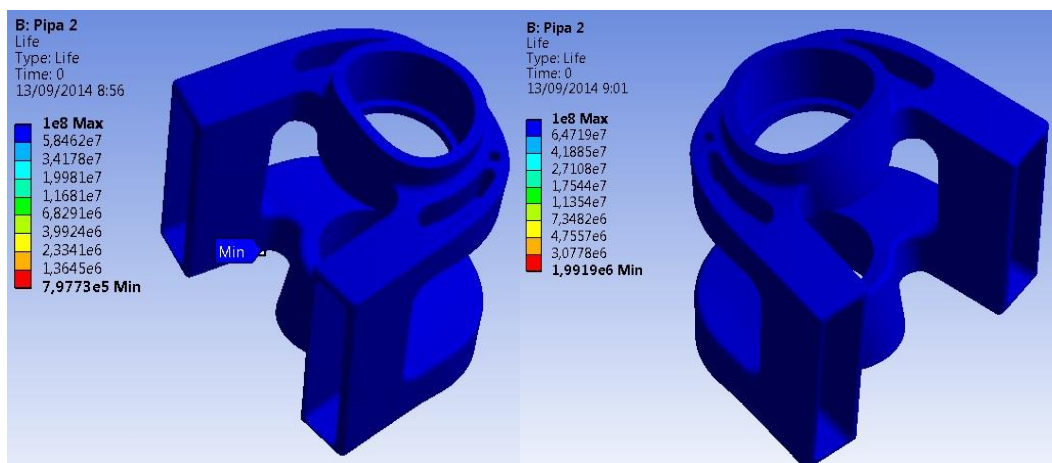
Las tensiones más altas obtenidas en el análisis no superan los 150 MPa y las deformaciones son despreciables. Esto nos sirve para determinar que el aluminio 6061T6 aguantará muy bien los esfuerzos.



Imag. 206 Tensiones y desplazamientos

El análisis de fatiga demostró que no basta con el análisis de tensiones para dar por concluido el diseño de la pieza, puesto que no daba como resultado vida infinita. Los redondeos existentes entre la base de los rodamientos y los brazos provocaban una concentración de tensiones que hacía fallar la pieza.

Lo que se tuvo que hacer fue aumentar dichos redondeos y comprobar que la pipa tendría una vida infinita a fatiga.



Imag. 207 Vida a fatiga en la pipa

Como se aprecia en las imágenes la pipa tiene muchos agujeros que concentrarán una gran cantidad de tensiones y su forma geométrica es complicada, por ello los factores modificativos de la resistencia a fatiga bajará bastante. Los análisis se han realizado con un K_f de 0.6, es decir se ha reducido un 40% su resistencia a fatiga. Se pudo bajar bastante el K_f puesto que las tensiones se acumulaban en los redondeos y aumentar su diámetro no elevaba demasiado el peso del componente.

Por lo tanto, una vez realizados dichos redondeos, queda como conclusión que el componente no fallará a fatiga.

7. FABRICACIÓN

7.1. COMPONENTES DE ALUMINIO

7.1.1. Tochos de aluminio 6082 R. Límite Elástico



Por cortesía de la Universidad Pública de Navarra, obtuvimos una serie de tochos cilíndricos de aluminio 6082 R de diámetro 226 mm y altura 300 mm, de los cuales se estudió su viabilidad para la fabricación de componentes de la motocicleta.

Imag. 208 Tocho aluminio 6083

Estos tochos de aluminio se obtuvieron en fábrica por corte directo de barras cilíndricas del mismo diámetro del tocho procedentes de la colada de aluminio y no se sabía si tenían algún tratamiento térmico. Como se sabe, los tratamientos térmicos hacen que las propiedades mecánicas del material mejoren considerablemente.

En concreto, en este caso nos interesaba saber el límite elástico de los tochos, dato que no se conocía puesto que no se habían realizado ensayos a tracción de los mismos pero sí conseguimos la dureza Vickers, ensayo que sí se había realizado en trabajos anteriores.

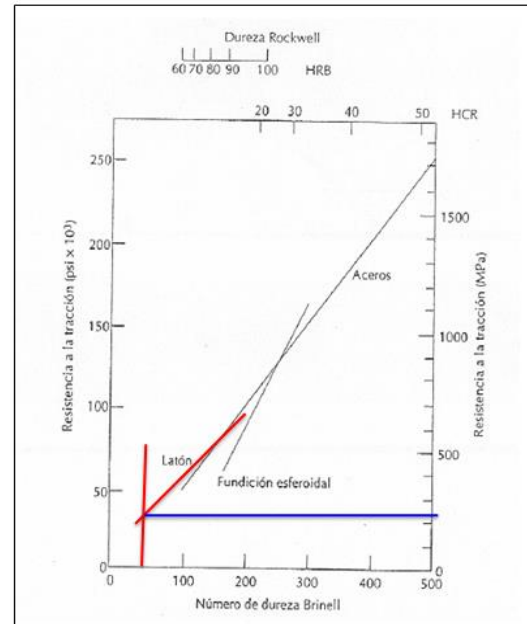
No hay relación directa entre la dureza Vickers y la resistencia a la tracción, pero nos podemos ayudar de tablas y gráficas para calcularla.

El dato de dureza Vickers que se nos proporcionó fue 57,65 HV. En la gráfica adjunta no aparece la dureza Vickers, luego hubo de pasar este dato a dureza Brinell. La bibliografía dice que la dureza Vickers es un 15% mayor a la dureza Brinell por lo tanto 57,65 HV serán 49 HB.

En la gráfica, con 49 HB y la curva del latón (similar a la de aleaciones de aluminio) se obtiene una resistencia a la tracción de 230MPa aproximadamente. Si comparamos este dato con datos obtenidos de páginas web de aluminios comerciales se encontró que un aluminio 6082 en estado T4 (por características parecidas suponemos que los tochos tenían el mismo tratamiento térmico) con composición química parecida y de 70 HB, tiene una resistencia a la tracción de 215 MPa y un límite elástico de 130 MPa. Por lo tanto, se pudo hacer una

ponderación y estimar que el límite elástico de nuestros tochos de aluminio era de aproximadamente 140 MPa.

Se estudió la posibilidad de realizar tratamientos térmicos una vez las piezas estén mecanizadas (era inviable realizar tratamiento térmico al tocho), pero se carecía de los medios necesarios.



Imag. 209 Gráfica relación dureza-límite a tracción para varios materiales

7.1.2. Desventajas de los tochos de aluminio 6082 R

- Los análisis FEM demostraban que los componentes de aluminio sufrían tensiones superiores a 140 MPa.
- Al no disponer de información concreta, el dato del cálculo del límite elástico carecía de certeza. Además si se aplica un coeficiente de minoración del límite elástico del material de 1,5, dicho límite bajaría por debajo de 100 MPa.
- Dificultad para sujetar bien los tochos de aluminio y mecanizar sobre ellos. Se tendría que primero cortar el tocho en forma de planchas en los componentes planos.
- Las dimensiones de algún componente superaba los límites del tocho.

7.1.3. Aluminio elegido

Con todo lo anterior, se decidió no utilizar los tochos de aluminio 6082 R para fabricar los componentes del bastidor más importantes (pipa y soportes) pero sí podrían ser utilizados para otras piezas de menor tamaño y que no estuviesen sometidas a grandes esfuerzos.

Por lo tanto, los componentes de aluminio del bastidor se deberán fabricar de alguna aleación de aluminio comercial cuyo límite elástico supere los 200 MPa (resultados obtenidos del análisis FEM).

El mejor aluminio que hay en el mercado es el 7075 que con un tratamiento térmico T6 alcanza un límite elástico de 480 MPa. No es necesario utilizar un aluminio de estas características puesto que además de tener unas propiedades

mecánicas elevadas también tiene un precio bastante elevado y fuera de nuestro presupuesto.

Por ello, el aluminio que se ha decidido utilizar es el **6061T6**, este aluminio cumple con las necesidades mecánicas que buscamos y no tiene un precio muy elevado puesto que se utiliza para muchas aplicaciones de automoción. Este aluminio presenta una resistencia a la rotura de 310 MPa y un límite elástico de 270 MPa.

7.1.4. Fabricación

Al principio del proyecto nuestra intención era fabricar las piezas con las máquinas herramienta y el centro de mecanizado del Edificio de Talleres de la universidad. Al no disponer de los conocimientos necesarios para hacer funcionar dicho centro de mecanizado, se optó por pedir presupuesto en talleres externos para que nos fabriquen las piezas. Esto elevaría el presupuesto pero no había otra alternativa.

No se sabe exactamente como se fabricarían pero por la geometría de los componentes nos podemos hacer una idea de que el método de fabricación ira orientado al uso de fresadoras, taladradoras, tornos. Vendría muy bien disponer de centros de mecanizados de 3 ejes e incluso de 5 ejes para la fabricación de componentes complejos como la pipa, cuya fabricación se deberá realizar minuciosamente.

7.2. COMPONENTES DE ACERO

7.2.1. U de unión de los links

En el apartado de simulación FEM se determinó que el material a utilizar para este componente tiene que tener un límite elástico superior a 200MPa.

Se descartó el aluminio por los costes de fabricación del mecanizado de las 4 U y la L que sujeta el tirante que une la pinza de freno trasera con el bastidor.

Se buscó perfiles en U y perfiles rectangulares de acero comerciales y optamos por utilizar perfil rectangular de acero S275 J0H conformado en frío de dimensiones 60x30 mm y 4 mm de espesor.



Imag. 210 Tubos de acero de sección rectangular

7.2.2. Fabricación

- Cortar el perfil rectangular con sierra de cinta.
- Taladrar los agujeros para el eje de los links y para el tornillo.
- Esmerilado de las puntas de la U de acero para evitar cortes.

7.3. VIGAS DE FIBRA DE CARBONO

7.3.1. Alternativa 1

En un principio se planteó utilizar únicamente el método por bolsa de vacío. Los materiales requeridos para fabricar con este método se fueron a comprar en una empresa ubicada en Inglaterra, ya que los precios eran los más bajos aquí.

En este kit venía todo lo necesario para hacer todas las piezas excepto el desmoldeante.



- Bomba de vacío
- Release Film
- Bolsa de vacío
- Válvula
- Tubo
- Breather
- Sellador de la bolsa
- Guantes
- El prepreg necesario

Imag. 211 Kit para fabricacion de prepreg

Para ahorrarnos un dinero importante decidimos quitar la bomba de vacío, ya que es opcional y cuesta 150£, y comprar un compresor de un congelador que cuesta 20€.



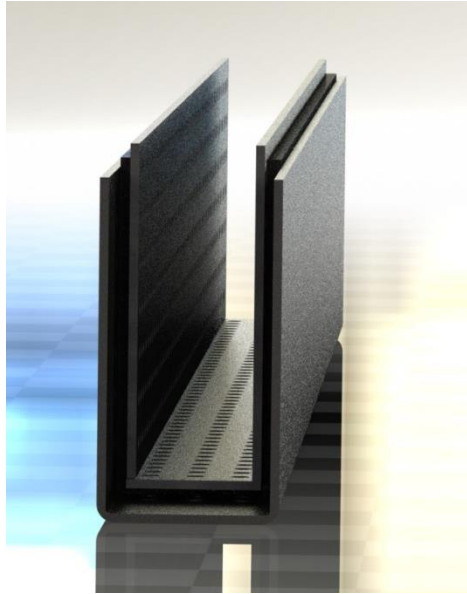
Imag. 212 Compresor para no utilizar la bomba de vacío

El problema era que aun quitando la bomba de vacío el kit seguía siendo muy caro, más de 350. Además Gamesa nos proporcionó de forma gratuita prepreg de epoxi y fibra de carbono por lo que descartamos comprar el kit.

7.3.2. Alternativa 2

Buscando otras alternativas más asequibles a nuestro presupuesto, un profesional, me aconsejó de que deberíamos utilizar un autoclave para fabricar las piezas, ya que un problema frecuente de fallo en piezas como estas suele ser la separación entre láminas y por lo tanto en la curación de la pieza se requiere presión. Esto requiere de una gran cantidad de dinero y la fabricación no la podemos hacer nosotros mismos por lo que planteé un método diferente a los existentes.

Gracias a que nuestras piezas son realmente simples se puede plantear este nuevo método.



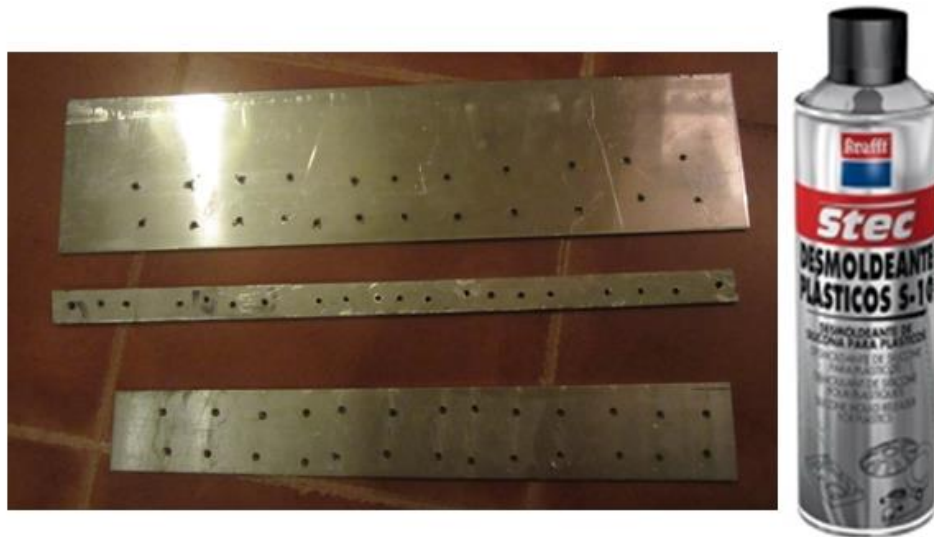
Imag. 213 Primer sistema para fabricación de vigas de fibra de carbono

El método consiste en vez de utilizar una bolsa de vacío para hacer presión, se van a perforar tres chapas que colocaremos contra la fibra mediante sargentos, estos nos darán la presión requerida para la compactación de las láminas.

Esto es lo mismo que utilizar un molde y un contramolde perforado. La diferencia es que si utilizásemos un contramolde que fuese una sola pieza sería muy complicado la colocación de las láminas sin que ninguna de ellas se desplazase al colocar el contramolde, por ello creí conveniente utilizar tres chapas y apretar cada una contra la fibra. La perforación sirve para expulsar la resina sobrante. El mayor problema con el que nos podríamos encontrar es con que se queden burbujas entre las láminas aunque imagino que si introducimos una gran presión y colocamos las láminas debidamente, expulsando todo el aire interno mediante algún artilugio, no habrá ningún problema.

El molde es una viga de sección rectangular y definimos que la fibra se colocaría en la parte interna del molde por lo que en primer lugar debemos quitar una de las caras a la viga. El problema que nos trajo esto es que las esquinas se deforman de manera importante por lo que tuvimos que solventar este problema utilizando la fuerza.

A continuación aplicamos el desmoldeante que compramos y colocamos el prepreg.



Imag. 214 Chapa de prueba perforada y desmoldeante

En un primer lugar quisimos hacer unas primeras pruebas para ver qué resultados obteníamos y que problemas nos surgían. Es por todo ello que las chapas perforadas de la imagen 214 son un primer prototipo, más adelante hicimos otras mejor hechas.

Colocamos los sargentos e introducimos todo ello en el horno. Con esta primera prueba también quisimos descubrir cuáles iban a ser los tiempos de curado ya que no conocemos las propiedades exactas del material, por ello fuimos comprobando el estado de la pieza de material compuesto cada cierto tiempo hasta que estuviese completamente curada.

La temperatura que indicamos en el horno fue de 125°C que suele ser lo normal en este tipo de materiales, y descubrimos que el tiempo de curado era cerca de 2 horas.

El problema que encontramos en este método es que el desmoldeo fue realmente complicado. En primer lugar el desmoldeante que se adquirió no era el correcto pero aun así pudimos desmoldear. El gran problema fue que entre las rendijas de las chapas que están en contacto con la chapa de abajo se coló resina, por lo que dicha resina impedía extraer la chapa más estrecha. No hubo manera de sacar dicha chapa perforada sin antes romper la pieza.

También nos dimos cuenta que la resina que tiene el pre impregnado no sirve para ofrecer superficies de acabado en el cual se puede obtener un buen resultado visual. Además al ser fibra unidireccional este factor pierde todo su valor.

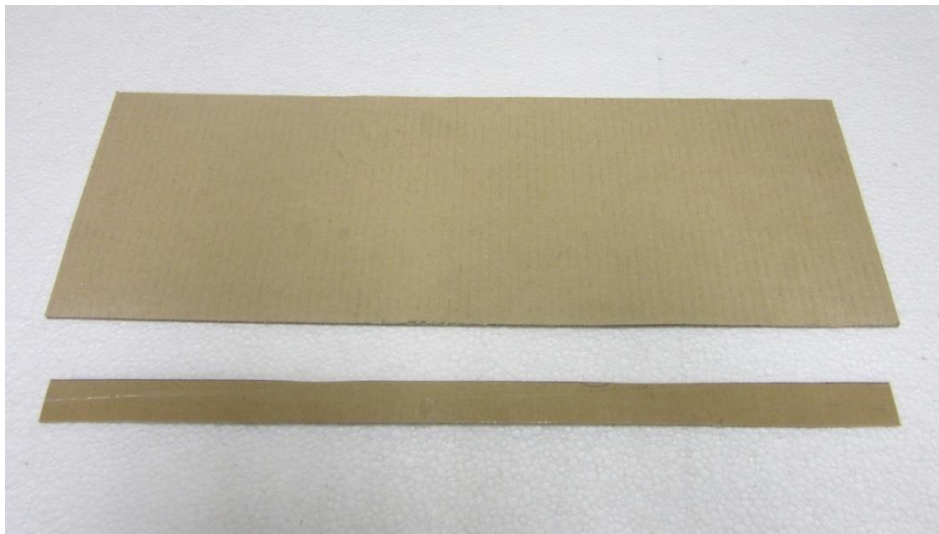
7.3.3. Alternativa elegida

Como no vamos a buscar obtener una pieza bonita reinventé el método que estábamos utilizando para fabricar.

Para ello lo que propuse fue utilizar un molde interior, colocar la fibra, a continuación colocar las chapas perforadas meter todo ello dentro de una viga rectangular de acero de mayor sección y que estuviese con agujeros roscados, y mediante tornillos apretar las chapas contra la fibra de carbono.

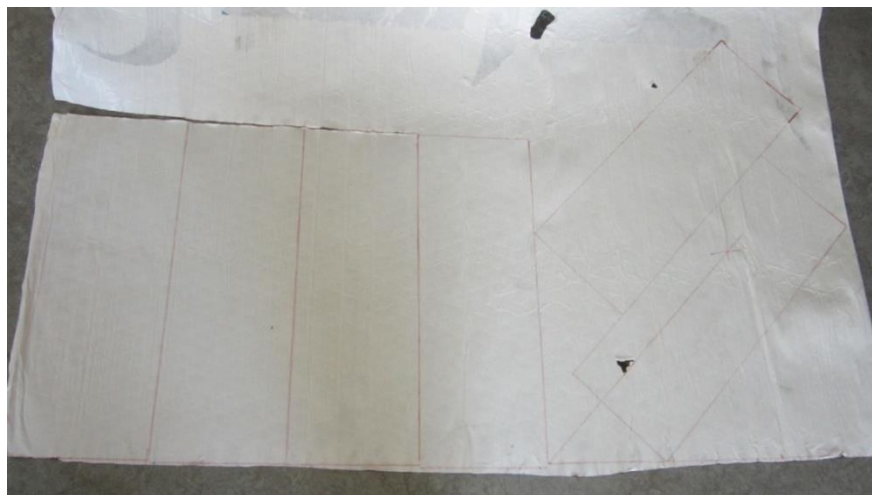
Ahora aunque también sea una primera prueba se hicieron las vigas tal y como iban a ser.

Ahora la fibra la cortaremos mejor para aprovechar la mayor cantidad de material ya que para este caso ya meteremos las láminas con los ángulos de 45° . Para ello hice un modelo de la viga y de la venda.



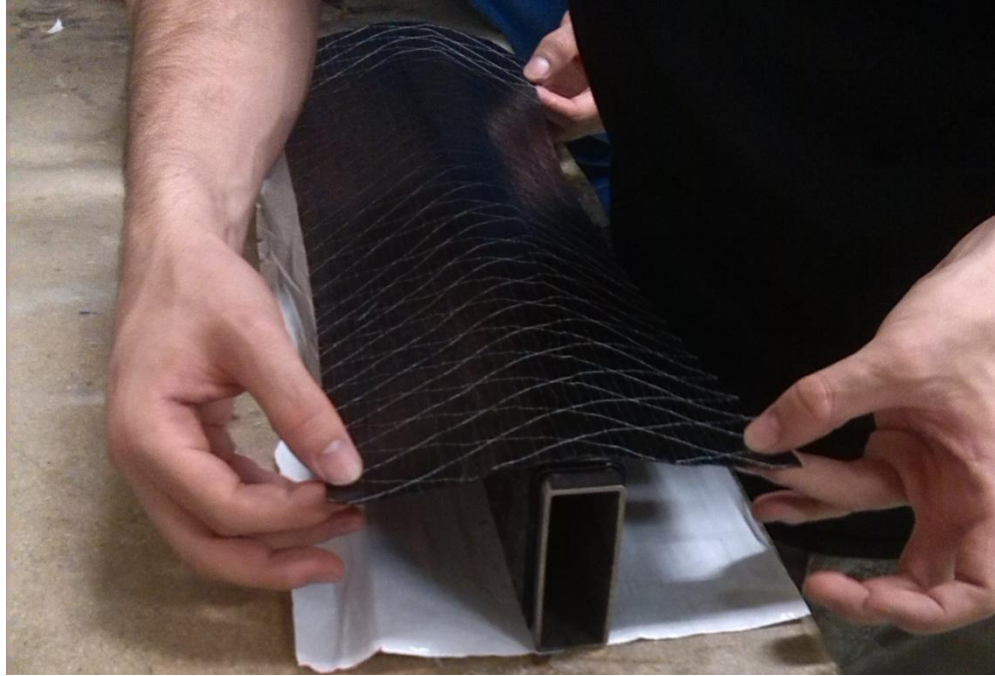
Imag. 215 Plantilla para cortar al fibra de carbono

A continuación se cortaron las láminas.



Imag. 216 Dibujo con plantilla en la fibra de carbono

Se coloca la fibra en el molde con cuidado y se le quita el aire que puede quedarse entre las láminas mediante un rodillo o una espátula y presión. Sin la necesidad de cortar la viga el resultado queda mucho mejor.



Imag. 217 Colocación de la fibra

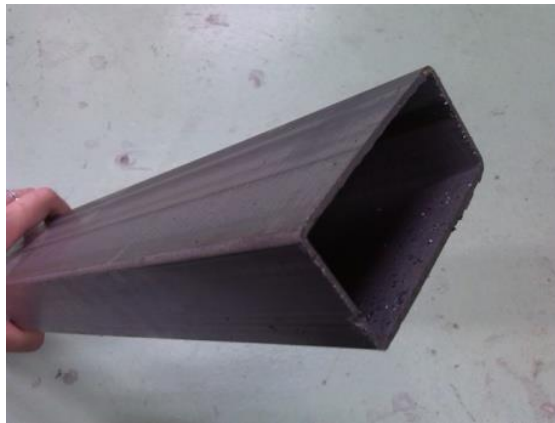


Imag. 218 Fibra compactada manualmente

En este momento ya fabricamos las chapas de la debida forma y algo más grandes que antes, ya que ahora la chapa que iba interna ahora va por la cara externa y debe de cubrir también las otras chapas.



Imag. 219 Chapas perforadas finales



Imag. 220 Útil para poder hacer presión a las chapas, antes de prepararlo

Preparamos la viga de mayor sección:



Imag. 221 Preparación del útil, taladrado

Agujereamos las caras.



Imag. 222 Preparación del útil, taladrado 2

E hicimos los filetes para introducir los tornillos:



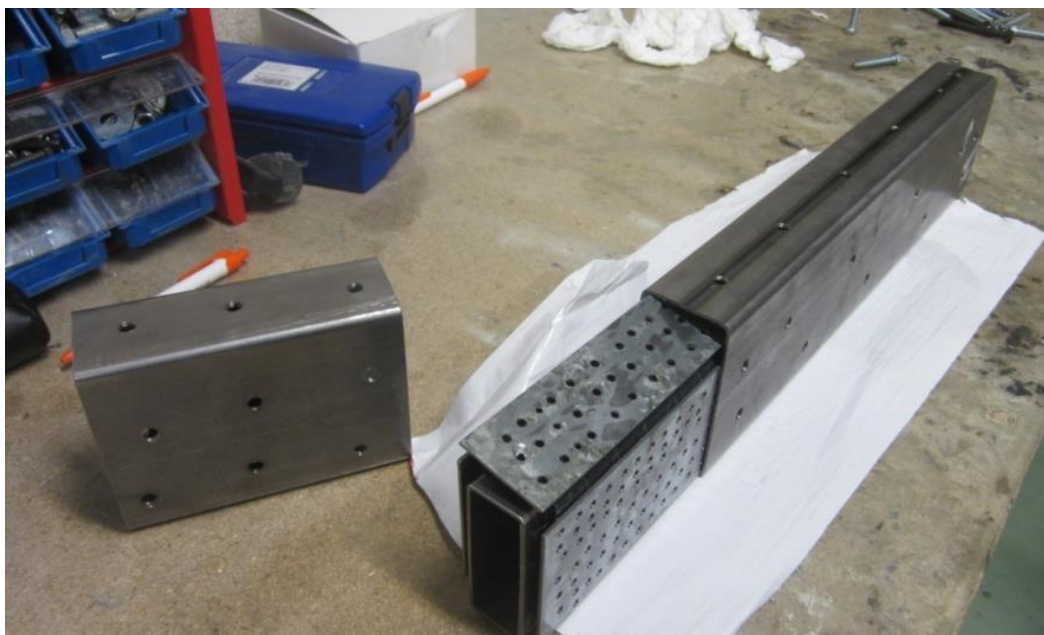
Imag. 223 Preparación del útil, roscado

Con todo esto solo queda darle desmoldeante a las chapas.



Imag. 224 Aplicado del desmoldeante en las chapas

Se coloca todo debidamente.

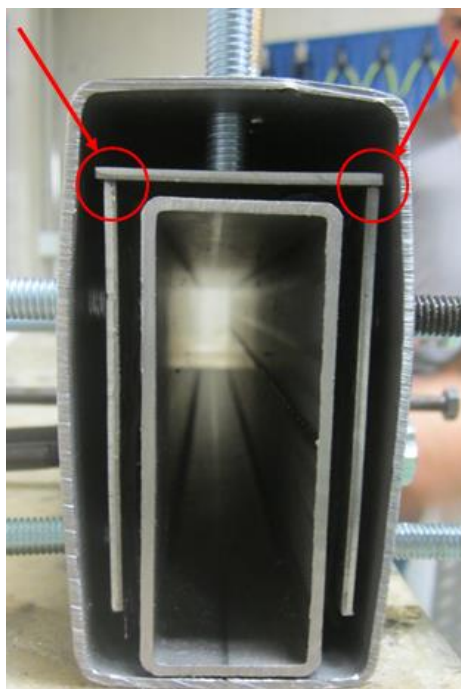


Imag. 225 Colocación del conjunto de componentes



Imag. 226 Colocación de la tornillería en el útil

Se comprueba que las chapas están en contacto entre sí para que las láminas no puedan salirse por la ranura.



Imag. 227 Comprobación de las chapas y se aprietan los tornillos

Y ya tenemos todo preparado para curar la fibra. Se mete todo el conjunto en el horno a 120°C dos horas.



Imag. 228 Curado de la pieza en el horno

Se desmoldea la pieza después de pasar las dos horas de curado.



Imag. 229 Pieza después de desmoldear

Y ahora nos encontramos con un nuevo problema, el laminado que habíamos colocado en esta pieza era el siguiente: $[0,0,45,0,0,-45,0,0]$ El problema que tiene este laminado es que al no ser simétrico la pieza se retuerce.



Imag. 230 Curvatura que adquirió la pieza

Para intentar solucionar este aspecto el laminado con el que hicimos la siguiente pieza fue el siguiente: $[0,0,0,-45,45,0,0,0]$.

Pero el problema no se solucionó del todo, se mejoró, pero no lo suficiente como para colocar esta pieza en el bastidor de la moto.

En esta última pieza seguíamos utilizando un desmoldeante que no es para la fabricación de materiales compuestos. En esta pieza decidimos introducir más presión pero el único resultado que obtuvimos fue que se pegó el material compuesto al molde de forma que al intentar desmoldear la pieza se rompió de forma irrecuperable.



Imag. 231 Problema al desmoldear la tercera pieza fabricada

Después de estas primeras pruebas, al final conseguimos un desmoldeante para materiales compuestos, también proporcionado por Gamesa.

La preparación del molde se efectuó de la siguiente forma:

1. Hay que aplicar con un trapo humedecido con el desmoldeante, en una sola dirección el molde.
2. Se espera durante tres minutos y con un trapo seco se le pasa suavemente, para quitar las burbujas, de forma perpendicular a la que habíamos esparcido el desmoldeante.
3. Hay que esperar 20 minutos a que el desmoldeante penetre o se adhiera al molde.
4. Se repite este proceso otras 3 veces, intercambiando la dirección del esparcimiento del desmoldeante entre longitudinalmente y perpendicularmente.



Imag. 232 Desmoldeante para materiales compuestos

Al llegar a este punto no pudimos continuar fabricando ya que tuvimos que cancelar el proyecto de la fabricación del prototipo de la moto.

Lo que queda por hacer es utilizar los últimos laminados analizados en ANSYS, $[45,-45,0,0,0,0,-45,45]$ y $[\pm 45,0,0,0,0,0, \pm 45]$, comprobar que no se dobla y ya podríamos pasar a la parte de la preparación de la pieza, que consta en lijar la pieza para quitar el epoxi sobrante que se ha salido por los agujeros y cortar la pieza de forma exacta.

Para hacer el corte estuvimos preparando útil con el objetivo de que los cortes saliesen perfectos.



Imag. 233 Útil sin finalizar para cortar las piezas de fibra

La herramienta a utilizar iba a ser una sierra circular, parecida a la de la imagen 234, y con un disco para cortar fibra de vidrio o de carbono.



Imag. 234 Sierra circular

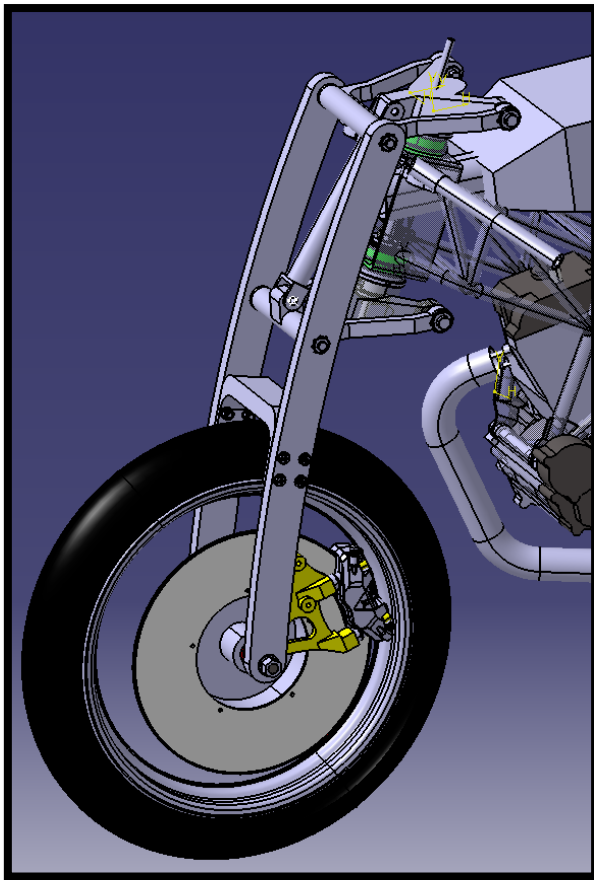
Esta herramienta al tener un borde recto se puede poner una guía y el corte saldrá perfectamente recto.

Con todo esto finalizado la pieza ya estaría preparada para pegarla con los componentes de aluminio.

8. SUSPENSIÓN ALTERNATIVA

Durante anteriores ediciones de Motostudent un alumno de la universidad pública de navarra diseñó una suspensión delantera de paralelogramos, que no se llegó a fabricar. Este trabajo consiste en la optimización estructural de dicha suspensión y que todas las piezas seamos capaces de fabricar nosotros mismos con las herramientas que tenemos a nuestra disposición.

8.1. INTRODUCCIÓN



Imag. 235 Suspensión alternativa original

En las anteriores ediciones de Motostudent el reglamento marcaba que se podía utilizar una suspensión que no fuese la que ellos mismos otorgan, pero con la condición de que no puede ser una horquilla telescópica y mucho menos una comercial. Por ello Javier Torres diseñó esta suspensión delantera alternativa:

Las suspensiones de paralelogramo normalmente, en todas las motos comerciales que llevan este tipo de sistemas, la rueda tiene un movimiento vertical. De esta forma cuando se frena todas las cargas horizontales se transmiten por las bieletas y la moto no se hunde. Esto tiene muchas ventajas pero es necesario tener un sistema de ABS, ya que al no hundirse la moto no tiene feeling, cuando frenas no parece que frenes casi nada aunque no sea así.

En la competición de Motostudent está absolutamente prohibido el uso de sistemas de ayuda de frenado por ello el implementar una suspensión de paralelogramo con movimiento vertical es bastante peligroso, es por lo cual Javier diseñó una suspensión en la que la rueda se moviese de forma parecida a la de una horquilla telescópica común. De esta forma la moto se comportaría en la frenada de forma similar a una con horquilla telescópica.

Entonces la cuestión es porque cambiar a este tipo de suspensión cuando se comporta igual a la que te da la organización. El caso es que la horquilla que te dan no debe de ser especialmente buena y tampoco es ligera por ello es conveniente plantear distintas soluciones para escoger la mejor.

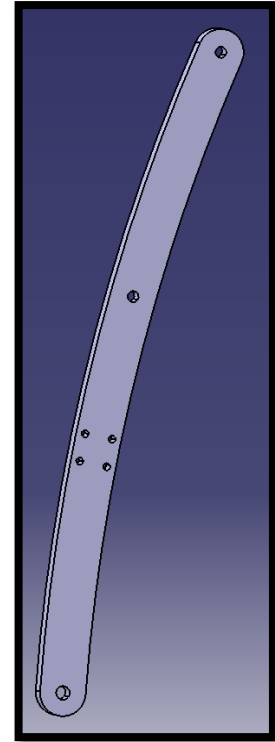
8.2. PIEZAS ORIGINALES

El objetivo que tenemos que cumplir es el de mejorar la suspensión diseñada por Javier y hacer que todas las piezas sean fabricables con el equipo que hay en la universidad.

En primer lugar hay que ver de qué piezas se compone la suspensión de Javier:

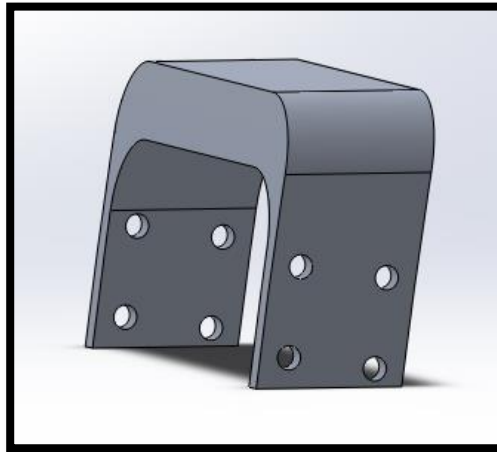
Vigas:

La suspensión tiene dos vigas principales que van desde la rueda a las dos bieletas. En ellas también va anclado un rigidizador para que cuando haya cargas laterales el sistema no sea demasiado flexible.



Imag. 236 Viga original

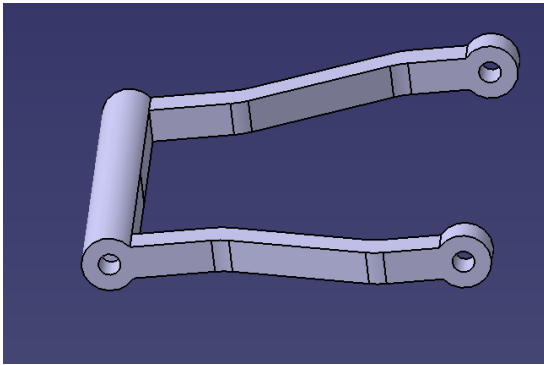
Rigidizador:



Imag. 237 Rigidizador original

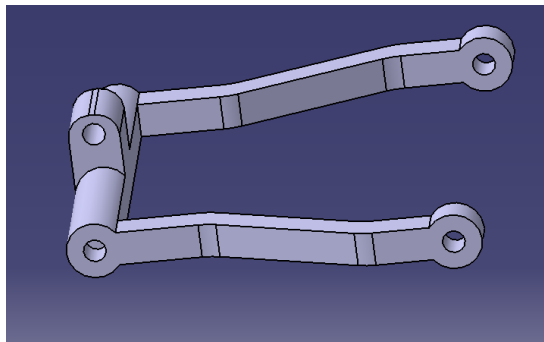
El rigidizador sirve para que la suspensión no se deforme mucho cuando la moto este en paso por curva.

Bieletas superior e inferior:



Las bieletas son las que unen las vigas a las tijas y en el caso de la inferior además está anclado el amortiguador.

En la frenada, que es cuando más sufren estas piezas, la superior trabajara a tracción y la inferior a compresión y la parte media a flexión por culpa del amortiguador.

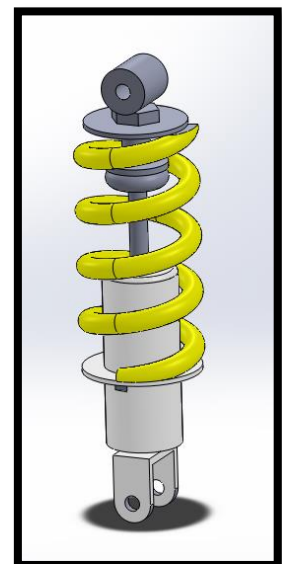


Imag. 238 Bieletas originales

Amortiguador:

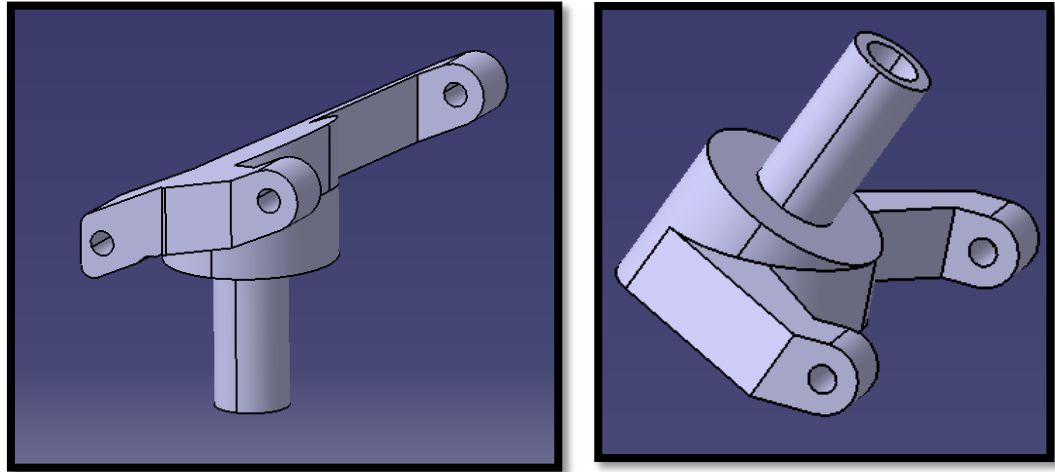
El amortiguado se encuentra en la diagonal del paralelogramo para que cuando se deforma el amortiguador sea el que haga que vuelva a su posición original cuando las cargas desaparezcan. Este va anclado a la bieleta inferior y al bastidor.

El amortiguador tiene que ser el que otorga la organización y los cambios que se le pueden hacer es el del aceite y el del muelle.



*Imag. 239
Amortiguador
otorgado por la
organización*

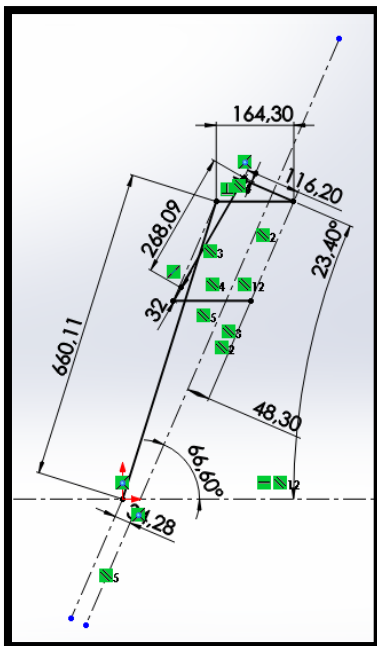
Tijas:



Imag. 240 Tijas originales

Las tijas giran en la pipa de dirección mediante dos rodamientos de agujas cada una. La tija soporta las cargas transmitidas por las bieletas y el amortiguador y las transmiten al bastidor

8.3. GEOMETRÍA



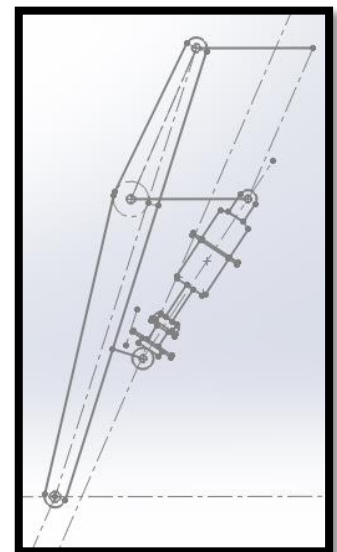
Imag. 242 Optimización de la geometría

Al modificar las demás pizas de la suspensión la geometría del sistema cambio por distintas razones que se explicarán más adelante. Por ello diseñe un croquis con la geometría básica con las cotas variables para que siempre buscase la solución óptima.

(La geometría y la optimización de componentes la fui haciendo en paralelo por tanto hay información que conocí después de haber diseñado la mayoría de las piezas, por ello el desarrollo de diseño de las piezas puede ir antes que este apartado).

Con esta geometría y con las condiciones de fabricación pertenecientes a cada pieza ya puede dimensionarlas todas.

Lo que no nos habíamos dado cuenta era que el amortiguador tiene un diámetro bastante grande y no cabía de ninguna forma en el compartimiento que se le había otorgado. Por ello tuvimos que rediseñar la gran mayoría de las piezas, como mostraré más adelante, y la geometría, dando como resultado un sistema diferente:



Imag. 241 Geometría desarrollada

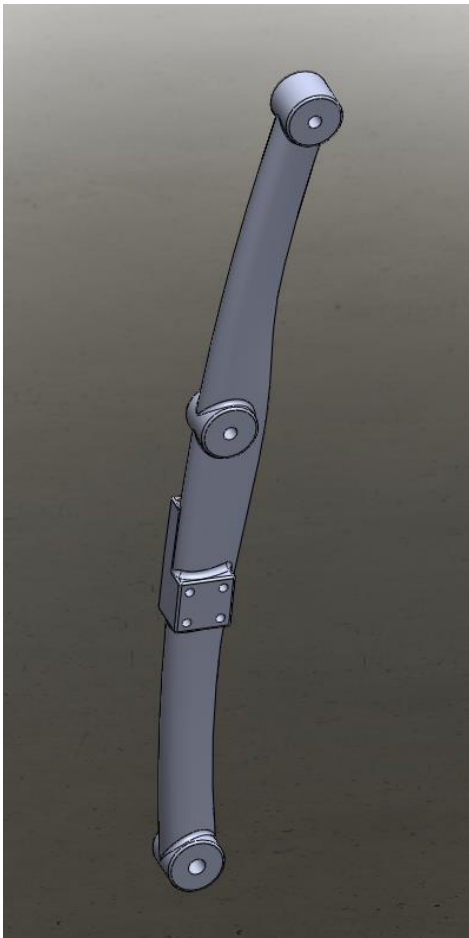
8.4. OPTIMIZACIÓN DE LAS VIGAS

En mi opinión las vigas son las piezas que más hay que optimizar y las que más tiempo me ha costado hacerlo.

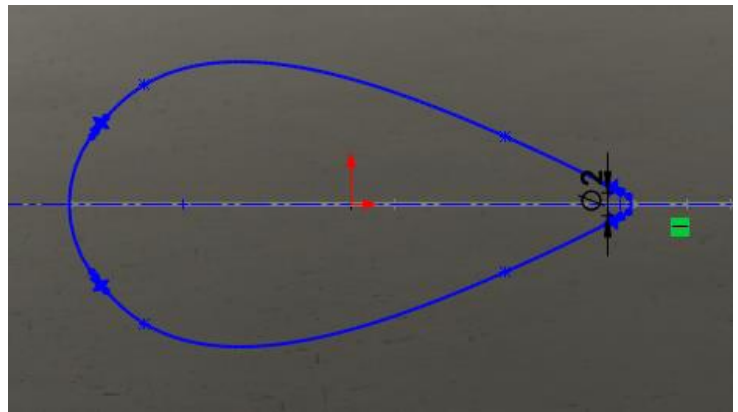
Las vigas que ha diseñado Javier están muy sobredimensionadas y pesan muchísimo. En una moto es muy importante la relación entre masa suspendida y no-suspendida, una de las ventajas que tienen las suspensiones de paralelogramo es que esta relación es muy grande y por tanto tienen un muy buen comportamiento dinámico. Si las vigas que son peso no-suspendido pesa mucho, la relación es mala y no aprovechamos la ventaja que nos otorga esta suspensión. Por ello se deben aligerar estas vigas.

Las vigas están diseñadas en aluminio 6061-T6 y lo voy a respetar ya que tiene muy buenas propiedades mecánicas, es muy común y por tanto es barato. Aunque haya mejores aluminios este está muy bien en relación calidad precio.

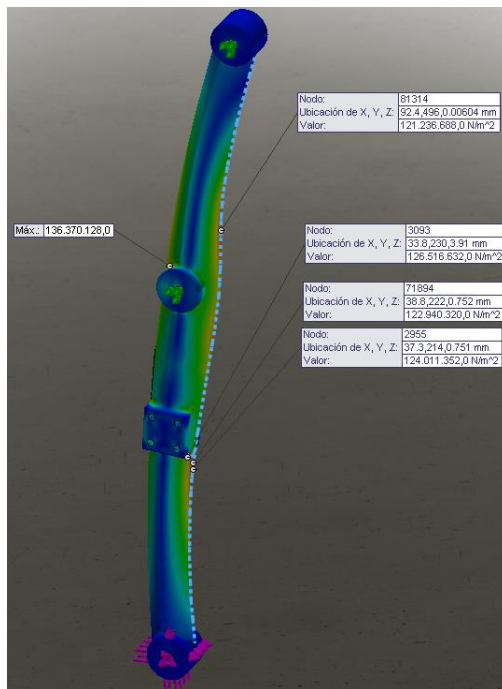
Lo primero que se me ocurrió es hacer la viga con un perfil aerodinámico variable, de esta forma lograríamos un mejor resultado a velocidad punta de la moto.



Imag. 243 Viga aerodinámica



Imag. 244 Perfil viga aerodinámica



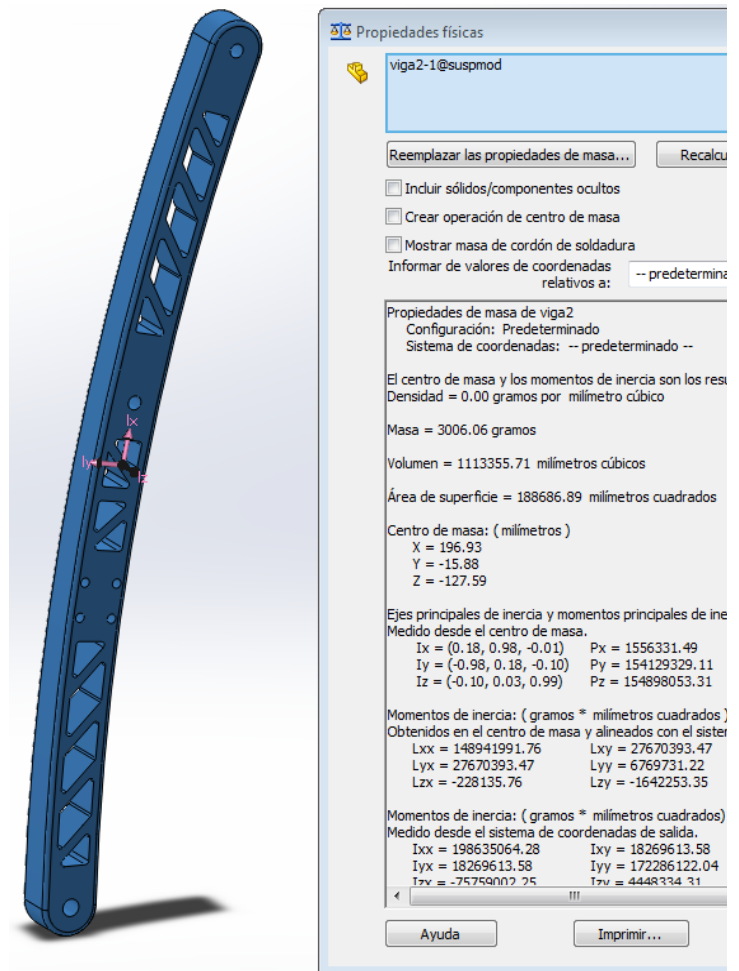
Imag. 245 Tensiones viga aerodinámica

Con un peso de 2.43 Kg comparado con el original de 4.13 kg es un buen resultado. Las tensiones son menores de 130 MPa, pero el problema es que son en compresión y en una zona muy estrecha.

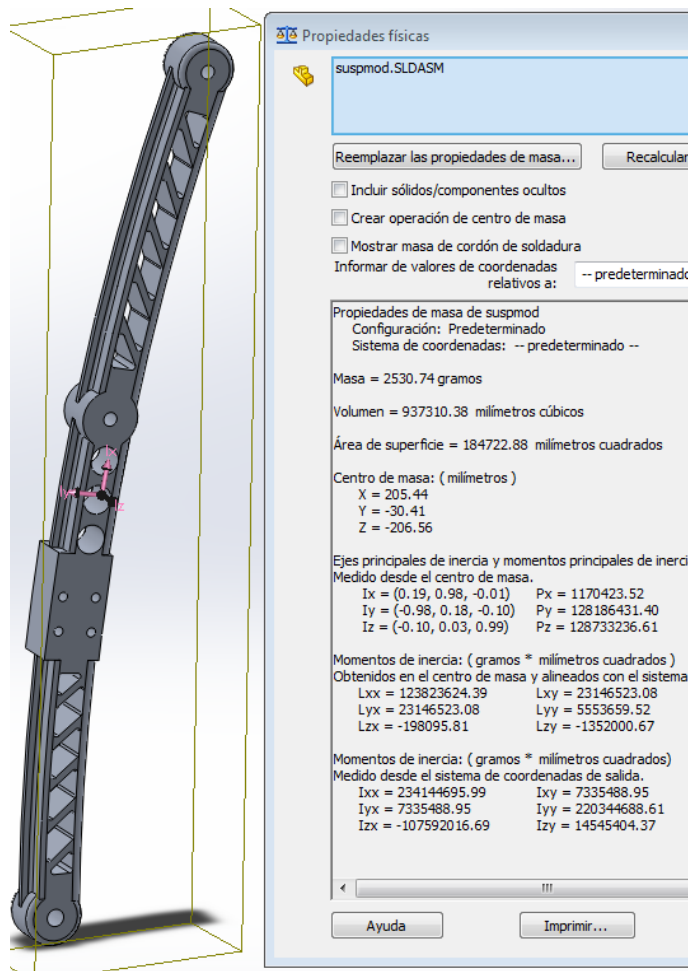
Otro gran problema es que no tiene mucha rigidez lateral, es por ello que descartamos este modelo de viga, además de que aún se puede bajar más de peso.

Otra opción que se nos ocurrió fue la de hacerle agujeros a las vigas para directamente aligerarlas de peso:

Los resultados no fueron muy satisfactorios, aunque aguantase muy bien las tensiones el peso es bastante alto, de unos 3 Kg. Intentando mejorar el resultado se llegó a este modelo:



Imag. 246 Viga agujereada



Imag. 247 Viga agujereada 2

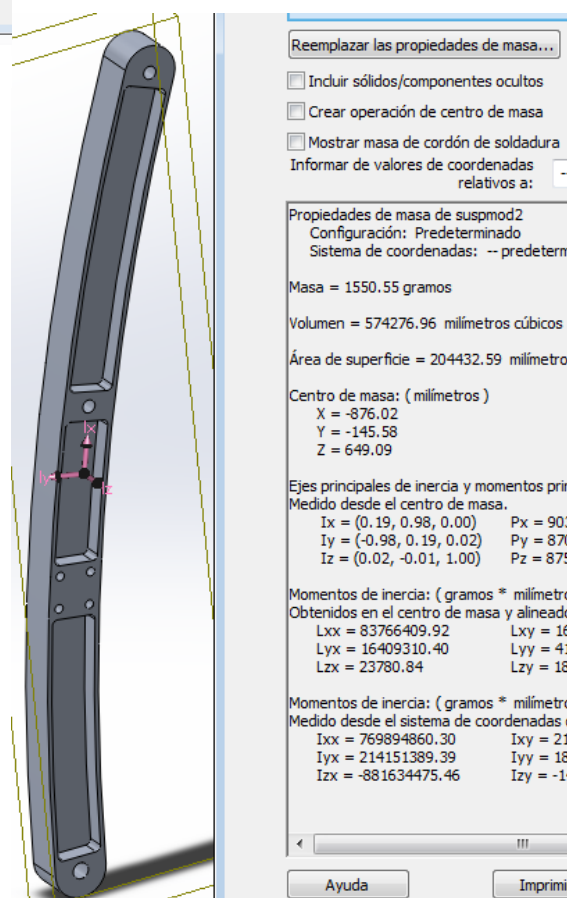
Los resultados fueron asombrosos, se logró bajar de peso hasta alcanzar 1.55Kg.

Estas vigas aguantan perfectamente todas las cargas, por tanto este fue el modelo con el que desarrollaríamos el trabajo.

Ahora rediseño la pieza con el objetivo de mejorar concentración de tensiones, fabricabilidad, mejora de peso y anclaje de los demás elementos.

El peso es de 2.53Kg muy cerca del perfil aerodinámico pero con mucha rigidez lateral.

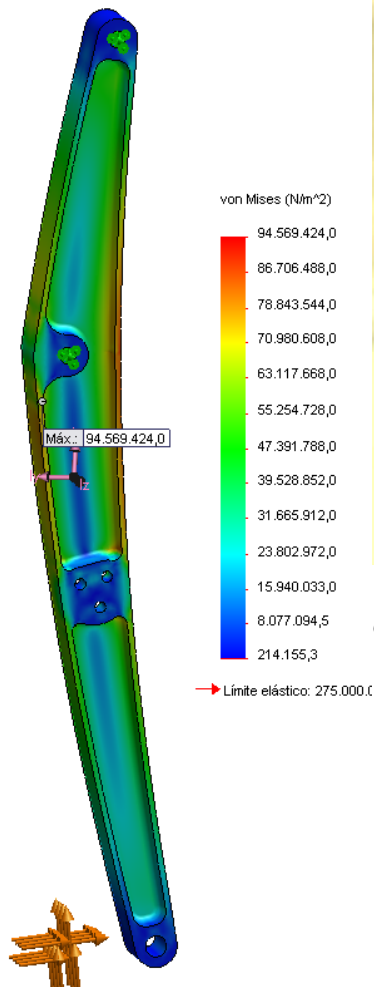
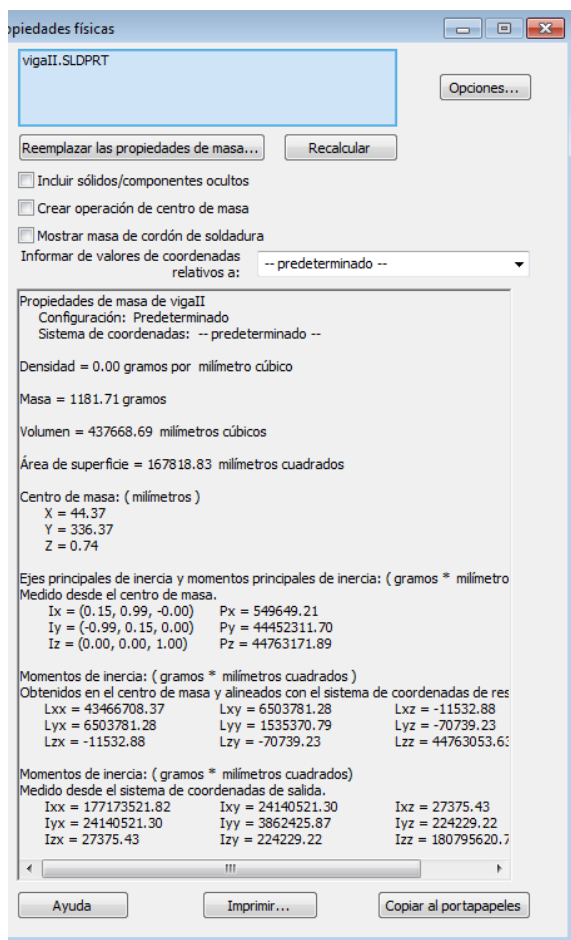
En ese momento se me ocurrió la solución a la cuestión que estábamos planteando, cual es la mejor forma geométrica para soportar grandes cargas y con la menor cantidad posible de material, pues lógicamente lo que se usa siempre en construcción, una viga de perfil doble T.



Imag. 248 Viga seccion doble T inicial

El resultado que obtuve fue el siguiente:

Conseguí tener resultados realmente buenos, la pieza sufría tensiones con las que obtenemos un coeficiente de seguridad para cargas estáticas de 2.9 y encima teniendo la pieza un peso de 1.18Kg.



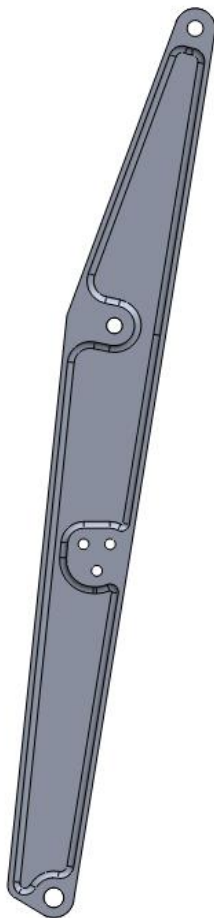
Imag. 249 Viga completamente optimizada

Imag. 250 Tensiones en la viga final

En este momento es cuando descubrimos que el amortiguador no entra en el hueco que le habíamos dado.

Entonces a mí se me ocurrió colocar el amortiguador en una de las vigas hasta la tija inferior. Para ello decidí utilizar el anclaje donde iba el rigidizador para ambos, el ya dicho rigidizador y el amortiguador. Para ello tuve que diseñar dos chapas de acero que irían un poco incrustadas en la viga:

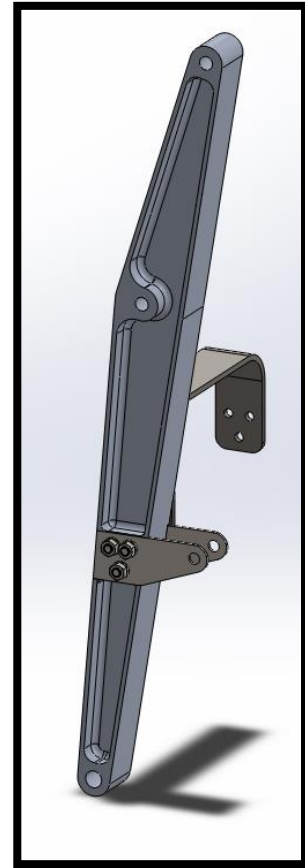
El problema que trae consigo este diseño es que ahora las dos vigas no sufren las mismas cargas y por tanto se deforman completamente diferentes entre sí. Entonces planteamos distintas soluciones al problema, una era sobredimensionar la viga de la derecha hasta obtener el mismo desplazamiento, otra era hacer lo mismo pero poniendo el amortiguador en un lado y el muelle en el otro y por tanto el sobredimensionamiento es menor, y por último colocar dos amortiguadores, con muelles con una rigidez muy pequeña.



Imag. 252 Viga sobredimensionada

Yo empecé con el sobredimensionamiento de la viga hasta alcanzar esta forma:

En este momento fue cuando nos dimos cuenta de que en esta edición únicamente se podía utilizar la horquilla que te da la organización, por ello dejamos de diseñar la suspensión.



Imag. 251 Viga preparada para el amortiguador

8.5. RIGIDIZADOR

El rigidizador en un principio era de aluminio pero el problema es que para mantener el diseño de Javier había que sacar la pieza de un tocho bastante grande de aluminio. Yo para simplificar las cosas planteé la opción de hacerlo de chapa de acero doblada.

Después de varios rediseños y después del cambio de la localización del amortiguador el resultado es el siguiente:

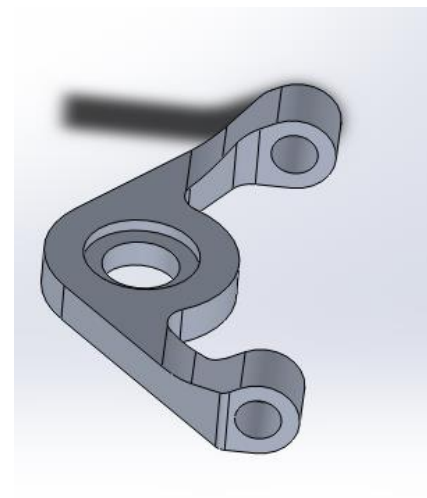


Imag. 253 Rigidizador optimizado

8.6. TIJAS

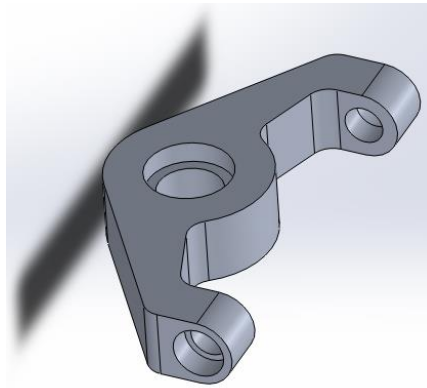
Para la optimización de las tijas tuve en cuenta tres objetivos fundamentales, primero que sea de fabricación sencilla, segundo que la tija superior esté lo más baja posible para que de esta forma no moleste al piloto y por supuesto que cumpla con las solicitaciones.

La tija superior después de cambiar el amortiguador de lugar ya no recibe grandes cargas y además siempre a tracción por ello el espesor se redujo considerablemente, por otra parte la forma original era bastante compleja y difícil de fabricar. Yo diseñé la tija con el objetivo de sacarla de un trozo de aluminio con un espesor lo más pequeño posible. Para ello tuve que hacer el eje y la tija de forma separada.



Imag. 254 Tija superior optimizada

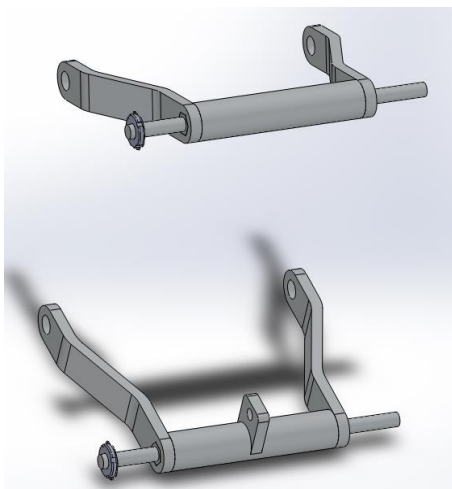
La tija inferior también mantiene la misma política, hay que producirla de un trozo de aluminio con un espesor determinado y que soporte las cargas. Como se puede apreciar tiene prácticamente la misma forma pero con un espesor diferente.



Imag. 255 Tija inferior optimizada

Al cambiar la forma de las tijas los puntos donde iban anclados las bieletas se modifican y por tanto cambia la geometría del sistema, por ello diseñe el croquis geométrico anteriormente explicado, para que estos cambios se puedan analizar y escoger la solución óptima al diseño de todos los componentes.

8.7. BIELETAS



Imag. 256 Bieletas optimizadas

Las bieletas están formadas por dos brazos y un eje central. El eje dispone de zonas con sección hexagonal para acoplar los brazos puesto que el giro entre ambas piezas debe estar imposibilitado. Los dos extremos del eje están roscados para atornillar a las vigas.

Los dos brazos se fabricarán de chapa de acero doblada mientras que los ejes se pueden mecanizar en aluminio.

El diseño se puede mejorar en trabajos futuros puesto que no se terminó de diseñar este componente por completo (recálculo de fuerzas, análisis FEM) debido a que en la presente edición es de obligación utilizar la horquilla que la organización proporciona.

8.8. CONJUNTO

Todo el diseño de los componentes está hecho sin modificar geometrías generales de la moto como son el avance, la distancia de ejes, el offset, etc.

Esta es la alternativa con una de las vigas sobredimensionada:



Imag. 257 Conjunto con viga sobredimensionada

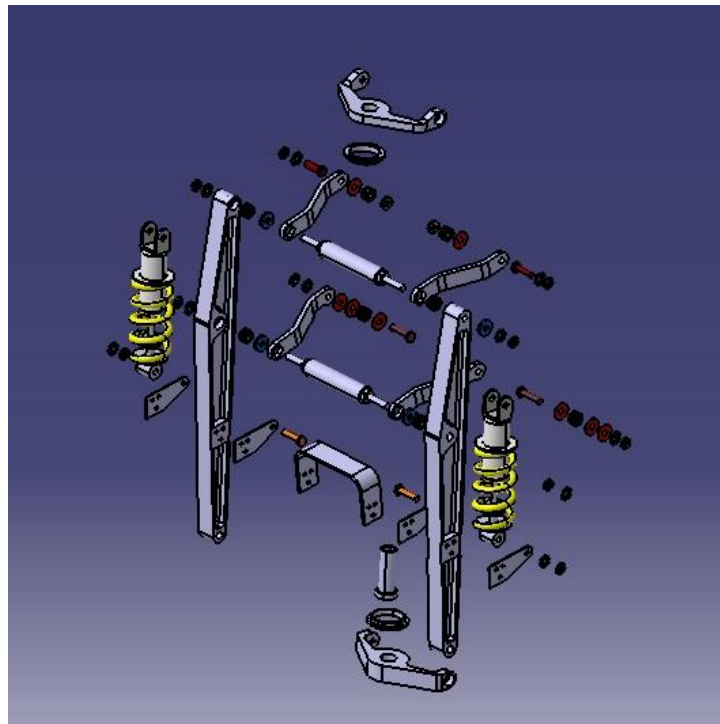
Aquí con las vigas iguales, con dos amortiguadores y con muelles de menor rigidez:



Imag. 258 Conjunto con dos amortiguadores

Se puede ver el ensamblaje con uno de las alternativas del bastidor antiguas

Y aquí el explosionado de la suspensión:



Imag. 259 Explosionado

9. CONCLUSIONES

9.1. Material compuesto

Este proyecto se ha desarrollado para la competición Motostudent y nosotros pensamos en presentar al premio de innovación el bastidor de fibra de carbono y aluminio. El problema es que la fibra de carbono es algo con lo que no se trabaja a menudo y este ha sido un gran proyecto para conocer determinadamente como se trabaja con este material.

El diseño está finalizado y en el tema de fabricación queda aplicar el laminado de los últimos análisis para que ya esté completo todo el trabajo.

Para proyectos futuros quedaría analizar mediante pruebas si el pegado trabaja adecuadamente y no se despegan ninguna de las piezas.

9.2. Aluminio

Se consiguió optimizar al máximo los distintos componentes verificando cada una de sus características importantes como son el peso, espesores, material de las piezas y resistencia a los distintos esfuerzos.

Es intrínseco a lo anterior, el intento de conseguir unas piezas que se puedan fabricar con la maquinaria existente siempre y cuando el coste no se elevase demasiado.

Cabe destacar la dependencia existente en este trabajo entre las vigas de material compuesto y las piezas de aluminio puesto que una modificación en la geometría de las mismas lleva a modificaciones en todos o casi todos los componentes de aluminio y viceversa. Luego fue importante una buena coordinación con David para conseguir que el diseño cumpla con los requisitos.

9.3. Bastidor

Como objetivo de este proyecto es desarrollar un bastidor novedoso para la competición de Motostudent. Para ello se ha definido una geometría se han calculado las cargas que debe de soportar y se han analizado. La fabricación se comenzó pero no fuimos capaces de terminar por distintos motivos que no es competencia de este proyecto.

Para poder optimizar y analizar el bastidor se han utilizado diferentes programas de ordenador como el CATIA, Solidworks y ANSYS. Para poder utilizar ANSYS y su correspondiente módulo de materiales compuestos, tuvimos que aprender por nuestra cuenta a utilizar módulos que nunca habíamos utilizado, siendo esto un gran trabajo. La labor que hicimos en CATIA parametrizando la mayoría de los

componentes también tiene una gran dificultad la cual nos ayudó a poder trabajar mejor y aprendimos a manejarnos mucho mejor en el programa.

Este proyecto ha sido muy atractivo ya que hemos sido capaces de aprender muchos conceptos relacionados con diferentes temas de la ingeniería, como puede ser la ingeniería de motociclismo, materiales compuestos, FEM o CAD. El diseño, el cálculo y el poco que pudimos fabricar ha sido un reto importante como proyecto.

9.4. Suspensión alternativa

La suspensión está prácticamente optimizada y hemos conseguido hacerla muy ligera, por lo que la relación entre el peso suspendido y no suspendido es muy buena.

En la suspensión alternativa queda hacer un análisis a fatiga a todas las piezas y comprobar la rigidez del conjunto.

10.PRESUPUESTO

PRESUPUESTO BASTIDOR				
COMPONENTES DE FIBRA DE CARBONO		Cantidad	Precio	Total en €
VIGAS DE FIBRA DE CARBONO	Tela Unidireccional	12 m ²	45€/m ²	540
	Desmoldeante	2 litros		25
	Placas de acero con agujeros	0,25m ²		12
	Lijas	2	1	2
	Tubo sección rectangular 30x80	2 kg	3	6
	Tubo sección rectangular 50x100	3 kg	4	12
	Disco de corte fibra de vidrio	1		33
	Tornillos DIN931_M6L40	50	0.110	5.5
Subtotal				635.5
COMPONENTES DE ALUMINO		Unidades	€/Unidad	Total en €
MECANIZADO	Pipa	1	400	400.00
	Soporte trasero derecho	1	250	250.00
	Soporte trasero izquierdo	1	250	250.00
	Soporte links	1	150	150.00
	Soporte muelle	1	150	150.00
	Material (Aluminio 6061T6)			300.00
Subtotal				1500.00
EJES Y CASQUILLOS	Eje motor	1	25	25.00
	Eje soporte inferior	1	15	15.00
	Casquillo eje motor	1	10	10.00
Subtotal				50.00
TORNILLOS CINCADOS	Tornillo DIN931_M6L35	8	0.102	0.82
	Tornillo DIN931_M6L40	10	0.110	1.10
	Tornillo DIN931_M6L80	1	0.430	0.43
	Tornillo DIN7380_M8L60	4	0.670	2.68
ARANDELAS CINCADAS	Arandela DIN125A_M6	38	0.013	0.49
	Arandela DIN125A_M8	4	0.019	0.08
	Arandela DIN125A_M10	2	0.038	0.08
	Arandela DIN125A_M12	2	0.059	0.12
TUERCAS AUTOBLOCANTES	Tuerca DIN985_M6	19	0.170	3.23
	Tuerca DIN985_M8	4	0.350	1.40
	Tuerca DIN985_M10	1	0.740	0.74
	Tuerca DIN985_M12	1	1.190	1.19
Subtotal				12.35
			TOTAL €	2197.85

11. BIBLIOGRAFÍA

Libros

- **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.** Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Octava Edición
- **Materiales Compuestos.** Apuntes formativos Máster IMAC. José Sancho UPNA 2013-2014.
- **Motorcycle Dynamics.** Vittore Cossalter Edición 2006.
- **Ingeniería de motocicletas.** Apuntes formativos. César Díaz de Cerio y José Sancho.
- **Motorcycle Design and Technology.** Gaetano Cocco
- **Motocicletas chasis.** John Robinson
- **ANSYS Help 14.5**
- **Propiedades mecánicas de los metales.** Asignatura de Ingeniería Química. Profesor José Luis Mesa Rueda. Universidad del País Vasco
- **Estudio de fracturas de tochos de extrusión y perfiles extruidos en aleación de aluminio AA 6082.** Artículo del Dto. De Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional de la Universidad Pública de Navarra.
- **Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño del chasis: el arte y la ciencia.** Ed. Foale, Tony. Año 2003.
- **Materiales compuestos. Procesos de fabricación.** Alejandro Besednjak Dietrich.
- **Diseño de máquinas.** Apuntes de 3er curso en Ingeniería Técnica Industrial Mecánica. Universidad Pública de Navarra
- **Manual del aluminio.** W. Hufnagel. Editorial Reverte 1992.

Páginas Web

<http://www.easycomposites.co.uk/>

<http://www.hexcel.com/>

<http://www.broncesval.com/>

YouTube tutoriales ANSYS y fabricación materiales compuestos.

12.DISTRIBUCION DEL TFM ENTRE DIEGO Y DAVID

DIEGO	DAVID	AMBOS
1. INTRODUCCIÓN		6
2. MATERIALES COMPUESTOS DAVID		8
3. BASTIDOR		38
3.1. DISEÑO CONCEPTUAL.....		38
3.2. DISEÑO DE VIGAS DE MATERIAL COMPUESTO DAVID		38
3.3. DISEÑO DE COMPONENTES DE ALUMINIO DIEGO		52
3.4. MAQUETA 3D DE DISEÑO EN CATIA V5R21		60
3.5. PESO DEL BASTIDOR.....		63
3.6. SISTEMA DE ANCLAJE PARA EL PEGADO ENTRE COMPONENTES DE FIBRA Y ALUMINIO DAVID		66
4. CÁLCULO DE FUERZAS		67
4.1. FUERZAS INTERNAS DIEGO.....		67
4.2. FUERZAS EXTERNAS EN LOS PUNTOS DE CONTACTO DE LAS RUEDAS CON EL SUELO.....		82
4.3. UNIONES ATORNILLADAS DIEGO		96
4.4. FUERZAS PARA EL FEM.....		113
4.4.1. Fuerzas en el bastidor por aceleración máxima DIEGO		113
4.4.2. Fuerzas en el bastidor en la frenada DAVID.....		119
4.4.3. Fuerzas en el bastidor en curva		121
4.4.4. Fuerzas y momentos curva + aceleración máxima.....		122
5. ANÁLISIS FEM DEL BASTIDOR COMPLETO DAVID.....		124
6. ANÁLISIS FEM DE COMPONENTES DE ALUMINIO DIEGO		160
7. FABRICACIÓN		171
7.1. COMPONENTES DE ALUMINIO DIEGO		171
7.2. COMPONENTES DE ACERO DIEGO		173
7.3. VIGAS DE FIBRA DE CARBONO DAVID		174
8. SUSPENSIÓN ALTERNATIVA DAVID		189
9. CONCLUSIONES.....		202
10. PRESUPUESTO.....		204
11. BIBLIOGRAFÍA.....		205

13.LISTA DE FIGURAS

IMAG. 1 MAT FIBRA DE VIDRIO.....	8
IMAG. 2 FIBRA DE CARBONO UNIDIRECCIONAL.....	8
IMAG. 3 DISPOSICIÓN MULTIAXIAL	8
IMAG. 4 FIBRA DE CARBONO UNIDIRECCIONAL.....	9
IMAG. 5 DIFERENTES CONFIGURACIONES DE TEJIDOS	9
IMAG. 6 ACABADO DE FIBRA DE CARBONO	9
IMAG. 7 CONSTRUCCIÓN DE TEJIDO 3D	10
IMAG. 8 FIBRA DE BASALTO	13
IMAG. 9 COMBINACIÓN DE CARBONO/ARAMIDA	14
IMAG. 10 MATRIZ TERMOPLÁSTICA ANTES DE CURAR.....	20
IMAG. 11 PROCESO DE PREIMPREGNACIÓN DE TEJIDO.....	24
IMAG. 12 PROCESO DE PREIMPREGNACIÓN DE UNIDIRECCIONAL	25
IMAG. 13 AUTOCLAVE.....	26
IMAG. 14 MOLDE ELASTOMÉRICO	27
IMAG. 15 COMPONENTES BOLSA DE VACÍO	29
IMAG. 16 MÉTODO RTM	30
IMAG. 17 MÉTODO VARTM	31
IMAG. 18 MÉTODO RIM.....	32
IMAG. 19 COMPONENTES MÉTODO RIM.....	32
IMAG. 20 MALLA	32
IMAG. 21 TUBO EN ESPIRAL.....	32
IMAG. 22 AUTOCLAVE AERONÁUTICA.....	33
IMAG. 23 PERFILES POR PULTRUSIÓN.....	34
IMAG. 24 PROCESO DE FABRICACIÓN PULTRUSIÓN DE MATERIALES COMPUESTOS.....	34
IMAG. 25 MÉTODO FILAMENT WINDING.....	34
IMAG. 26 EJEMPLOS DE FILAMENT WINDING.....	35
IMAG. 27 MÁQUINA DE ATL	35
IMAG. 28 MÁQUINA DE FIBER PLACEMENT	36
IMAG. 29 ENTRADA DE LA FIBRA EN LA MÁQUINA DE FIBER PLACEMENT	36
IMAG. 30 MÉTODO SMC	37
IMAG. 31 VIGA CARBONO, ALTERNATIVA 1.....	39
IMAG. 32 VIGA CARBONO, ALTERNATIVA 2.....	39
IMAG. 33 VIGA CARBONO, ALTERNATIVA 3.....	39
IMAG. 34 VIGA CARBONO, ALTERNATIVA 4.....	40
IMAG. 35 MOLDE ALTERNATIVA 4	41
IMAG. 36 INFUSIÓN DE LA ALTERNATIVA 4	41
IMAG. 37 MATERIALES COMPUESTOS ANSYS	42
IMAG. 38 ANÁLISIS DE PRUEBAS.....	43
IMAG. 39 ANÁLISIS CON MOTOR 1.....	44
IMAG. 40 ANÁLISIS CON MOTOR 2.....	44
IMAG. 41 VIGA CARBONO, ALTERNATIVA5	45
IMAG. 42 VIGA DE CARBONO, ALTERNATIVA 6.....	46
IMAG. 43 VIGA DE CARBONO, ALTERNATIVA 7.....	46
IMAG. 44 ANÁLISIS PEGADO	47
IMAG. 45 TIPOS DE CONTACTO, ANSYS.....	47
IMAG. 46 VIGA DE CARBONO, ALTERNATIVA 7 CON BORDES SIN REDONDEO	48
IMAG. 47 VIGA DE CARBONO, ALTERNATIVA 7 CON NÚCLEO	49
IMAG. 48 COMPONENTES DE LAS VIGAS CON EL NÚCLEO	49
IMAG. 49 CAMBIOS DEL ALUMINIO	50
IMAG. 50 ALTERNATIVA Y SOLUCIÓN ADOPTADA	50
IMAG. 51 SOPORTES SUPERIORES.....	51
IMAG. 52 CONJUNTO COMPLETO.....	52
IMAG. 53 ALTERNATIVAS DESCARTADAS Y SOLUCIÓN FINAL DE LA PIPA DE DIRECCIÓN.....	53
IMAG. 54 PROGRESO DEL DISEÑO DE LOS SOPORTES TRASEROS	54
IMAG. 55 DISEÑO FINAL SOPORTE TRASERO	55
IMAG. 56 SOPORTE LINKS.....	55
IMAG. 57 PROGRESO DE DISEÑO DEL SOPORTE MUELLE.....	56

IMAG. 58 DISEÑO FINAL SOPORTE MUELLE	56
IMAG. 59 PUNTOS DE ANCLAJE DEL MOTOR.....	57
IMAG. 60 PROPUESTA INICIAL SOPORTE INFERIOR.....	57
IMAG. 61 DISEÑO FINAL SOPORTE INFERIOR.....	58
IMAG. 62 ALTERNATIVAS DESCARTADAS SOPORTES LATERALES.....	58
IMAG. 63 ALTERNATIVAS DESCARTADAS SOPORTES SUPERIORES	59
IMAG. 64 ALTERNATIVA BASTIDOR 1	60
IMAG. 65 ALTERNATIVA BASTIDOR 2	61
IMAG. 66 ALTERNATIVA BASTIDOR 3.....	61
IMAG. 67 ALTERNATIVA BASTIDOR 4.....	62
IMAG. 68 SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA	62
IMAG. 69 ANCLAJE BASTIDOR CURADO PEGADO.....	66
IMAG. 70 CURVAS DE PAR Y POTENCIA	67
IMAG. 71 POSICIÓN DEL MOTOR	70
IMAG. 72 FUERZAS EN LOS ANCLAJES.....	70
IMAG. 73 ÁNGULOS EN EL SISTEMA DE REFERENCIA GLOBAL	71
IMAG. 74 ANCLAJES DEL MOTOR.....	71
IMAG. 75 FUERZAS EN VISTA TRASERA.....	73
IMAG. 76 ANCLAJES UTILIZADOS.....	74
IMAG. 77 FUERZAS EN ANCLAJES	74
IMAG. 78 RESULTANTE EN SOPORTE TRASERO	75
IMAG. 79 DIRECCIÓN DE LA TENSIÓN DE LA CADENA.....	76
IMAG. 80 PUNTO DE ACCIÓN DE LA TENSIÓN DE LA CADENA	76
IMAG. 81 SIMPLIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	77
IMAG. 82 POSICIÓN TIRANTE.....	78
IMAG. 83 FUERZAS EN FRENADA CON EL PESO TRASERO.....	79
IMAG. 84 MOMENTO EN LA RUEDA.....	80
IMAG. 85 POSICIÓN DE PUNTO DE ANCLAJE DEL TIRANTE EN EL SOPORTE DE FRENO	80
IMAG. 86 TIRANTE	81
IMAG. 87 FUERZAS EN MOVIMIENTO LINEAL TRANSITORIO.....	83
IMAG. 88 FUERZAS AERODINÁMICAS	84
IMAG. 89 FUERZAS EN ACELERACIÓN MÁXIMA.....	85
IMAG. 90 FUERZAS EN ACELERACIÓN LIMITADA POR TRACCIÓN	87
IMAG. 91 FUERZAS EN FRENADA	89
IMAG. 92 FUERZAS EN FRENADA LIMITADA POR TRACCIÓN.....	90
IMAG. 93 FUERZAS EN FRENADA LIMITADA POR VUELCO	90
IMAG. 94 FUERZAS EN CURVA	93
IMAG. 95 FUERZAS Y GIRO DE LA CURVA EN GIRO.....	93
IMAG. 96 UNIONES ATORNILLADAS.....	96
IMAG. 97 FUERZAS A SOPORTAR POR LA UNIÓN.....	97
IMAG. 98 DIMENSIONES DE LA UNIÓN	98
IMAG. 99 RESULTANTES EN LOS TORNILLOS	98
IMAG. 100 FUERZAS Y MOMENTOS DE LAS UNIONES.....	100
IMAG. 101 FUERZAS DEBIDAS AL PILOTO.....	102
IMAG. 102 DIMENSIONES DE LA ESTRIBERA.....	102
IMAG. 103 FUERZAS Y MOMENTOS EN LA UNIÓN DE LA ESTRIBERA	103
IMAG. 104 REACCIONES Y CORTANTES EN LOS TORNILLOS.....	103
IMAG. 105 RESULTANTES EN LOS TORNILLOS.....	104
IMAG. 106 FUERZAS EN EL EJE DE LOS LINKS	105
IMAG. 107 FUERZAS DEL COLÍN Y DEL MUELLE.....	108
IMAG. 108 CORTE DE LA UNIÓN ATORNILLADA	108
IMAG. 109 SUBCHASIS.....	110
IMAG. 110 FUERZAS EN SUBCHASIS	111
IMAG. 111 FUERZAS EN EL EJE DEL BASCULANTE.....	113
IMAG. 112 FUERZAS EN EL BASTIDOR TRANSMITIDAS POR EL BASCULANTE	114
IMAG. 113 POSICIÓN DE LA MOTO CON LAS SUSPENSIONES COMPRIMIDAS AL MÁXIMO.....	114
IMAG. 114 SISTEMA DE LA SUSPENSIÓN TRASERA.....	115
IMAG. 115 PARÁMETROS Y VARIABLES SUSPENSIÓN TRASERA	115
IMAG. 116 FUERZAS Y REACCIONES DEL SISTEMA	116

IMAG. 117	DIAGRAMA DE SÓLIDO LIBRE.....	117
IMAG. 118	FUERZAS ACELERACIÓN MÁXIMA.....	119
IMAG. 119	FUERZAS EN LA PIPA DEBIDAS A LA FRENADA	120
IMAG. 120	DISTANCIAS ENTRE EL PUNTO DE CONTACTO DE LA RUEDA EN CURVA Y EL PLANO DE SIMETRÍA	121
IMAG. 121	FUERZAS CURVA + ACELERACIÓN MÁXIMA.....	122
IMAG. 122	MÓDULO ACP (PRE).....	124
IMAG. 123	MÓDULOS	124
IMAG. 124	MATERIALES ESCOGIDOS PARA FEM.....	124
IMAG. 125	IMPORTACION DE GEOMETRÍA.....	125
IMAG. 126	ASIGNACIÓN DE MATERIAL Y ESPESORES	126
IMAG. 127	CONTACTOS.....	126
IMAG. 128	MALLADO	127
IMAG. 129	ÁRBOL ESPECÍFICO DEL MÓDULO DE ACP.....	127
IMAG. 130	ESPESOR Y MATERIAL DE UNA LÁMINA.....	128
IMAG. 131	MÓDULO ELÁSTICO DE TEJIDO Y UNIDIRECCIONAL	128
IMAG. 132	LAMINADO TODO UNIDIRECCIONAL Y LAMINADO CON LAS ÚLTIMAS CAPAS DE TEJIDO	129
IMAG. 133	PROPIEDADES DEL LAMINADO UNIDIRECCIONAL	130
IMAG. 134	MATRIZ DE RIGIDEZ Y FLEXIBILIDAD DEL LAMINADO UNIDIRECCIONAL	130
IMAG. 135	PROPIEDADES DEL LAMINADO CON TEJIDO	130
IMAG. 136	MATRIZ DE RIGIDEZ Y FLEXIBILIDAD DEL LAMINADO CON TEJIDO	131
IMAG. 137	ELECCIÓN DE ELEMENTOS PARA DEFINIR LAS DIFERENTES PIEZAS	131
IMAG. 138	DEFINICIÓN DE LA DIRECCIÓN DE LAS FIBRAS	132
IMAG. 139	DIRECCIÓN EN LA QUE SE EXTENDERÁ EL LAMINADO	132
IMAG. 140	MODELADO DEL LAMINADO.....	133
IMAG. 141	COMPROBACIÓN DE LA DIRECCIÓN DE LAS FIBRAS A 45º	133
IMAG. 142	COMPROBACIÓN DE LA DIRECCIÓN DE LAS FIBRAS A -45º	133
IMAG. 143	COMPROBACIÓN DE LA DIRECCIÓN DE LAS FIBRAS A 0º	133
IMAG. 144	COMPROBACIÓN DE QUE EL LAMINADO SE HA EXPANDIDO BIEN	134
IMAG. 145	EXPORTACIÓN DEL MODELO A UN MÓDULO DE CÁLCULO ESTÁTICO	135
IMAG. 146	FUERZAS Y EMPOTRAMIENTOS EN FRENADA MÁXIMA	136
IMAG. 147	ANÁLISIS DE TENSIONES EN LA FRENADA MÁXIMA	136
IMAG. 148	ANÁLISIS DE LAS VENDAS EN FRENADA MÁXIMA	137
IMAG. 149	ANÁLISIS DEL PEGADO EN FRENADA MÁXIMA.....	137
IMAG. 150	DESPLAZAMIENTOS Y DEFORMACIONES EN FRENADA MÁXIMA.....	138
IMAG. 151	FUERZAS Y EMPOTRAMIENTOS EN ACELERACIÓN MÁXIMA	138
IMAG. 152	TENSIONES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 1.....	139
IMAG. 153	TENSIONES EN ACELERACIÓN MÁXIMA, COMPROBACIÓN DEL MATERIAL	139
IMAG. 154	TENSIONES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 2	140
IMAG. 155	DEFORMACIONES Y DESPLAZAMIENTOS EN ACELERACIÓN MÁXIMA	140
IMAG. 156	FUERZAS Y EMPOTRAMIENTOS EN PASO POR CURVA.....	141
IMAG. 157	TENSIONES EN PASO POR CURVA	141
IMAG. 158	DESPLAZAMIENTOS EN PASO POR CURVA.....	142
IMAG. 159	TENSIONES EN EL SEGUNDO ANÁLISIS DE PASO POR CURVA.....	142
IMAG. 160	COMO APLICAR EL TEST DE RIGIDEZ LONGITUDINAL	145
IMAG. 161	NUEVO SISTEMA DE COORDENADAS	145
IMAG. 162	TEST DE RIGIDEZ LONGITUDINAL O DE FRENADA.....	145
IMAG. 163	DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS DE LOS BASTIDORES MS13-14 Y MS11-12, LONGITUDINAL	146
IMAG. 164	COMO APLICAR EL TEST DE RIGIDEZ TORSIONAL.....	147
IMAG. 165	TEST DE RIGIDEZ TORSIONAL	147
IMAG. 166	DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS DE LOS BASTIDORES, TORSIONAL.....	148
IMAG. 167	COMO APLICAR EL TEST DE RIGIDEZ LATERAL.....	148
IMAG. 168	TEST DE RIGIDEZ LATERAL	149
IMAG. 169	DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS EN LOS BASTIDORES, LATERAL.....	149
IMAG. 170	TEST DE RIGIDEZ VERTICAL	150
IMAG. 171	DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS EN LOS BASTIDORES, VERTICAL	150
IMAG. 172	EXPORTACIÓN DE LOS RESULTADOS AL MODULO DE ACP POST.....	152
IMAG. 173	ELECCIÓN DE SOLUCIÓN PARA CREAR ESCENA.....	152
IMAG. 174	SELECCIÓN DEL RESULTADO A OBSERVAR.....	152
IMAG. 175	TENSIÓN PLANA DE LAS LÁMINAS DE TEJIDO	153

IMAG. 176	TENSIÓN PLANA DE LAS LÁMINAS UNIDIRECCIONALES.....	153
IMAG. 177	TENSIÓN PLANA DE LAS PRIMERAS LÁMINAS DEL LAMINADO TODO UNIDIRECCIONAL	154
IMAG. 178	TENSIÓN PLANA DE LAS LÁMINAS UNIDIRECCIONALES.....	154
IMAG. 179	TIPO DE CRITERIO DE FALLO.....	155
IMAG. 180	CRITERIO DE FALLO EN LAS LÁMINAS	155
IMAG. 181	CRITERIO DE FALLO CON OTRA ESCALA	156
IMAG. 182	CRITERIO DE FALLO CON EL LAMINADO UNIDIRECCIONAL	156
IMAG. 183	TENSIÓN PLANA TEJIDO ACELERACIÓN MÁXIMA	157
IMAG. 184	TENSIÓN PLANA EN LAS LÁMINAS UNIDIRECCIONALES.....	157
IMAG. 185	ERROR DEL POST PROCESO	158
IMAG. 186	ERRORES EN LAS SOLUCIONES.....	158
IMAG. 187	CRITERIO DE FALLO DE TEJIDO.....	158
IMAG. 188	CRITERIO DE FALLO TEJIDO OTRA ESCALA.....	159
IMAG. 189	CRITERIO DE FALLO UNIDIRECCIONAL.....	159
IMAG. 190	ENSAMBLAJE EN CATIA Y ANSYS COMPONENTES DE ALUMINIO.....	160
IMAG. 191	MALLADO	161
IMAG. 192	SELECCIÓN DE NODOS PARA FUERZA.....	161
IMAG. 193	FUERZAS Y EMPOTRAMIENTOS.....	162
IMAG. 194	TENSIONES Y DESPLAZAMIENTOS.....	162
IMAG. 195	DIRECCIÓN DE LA FUERZA EN EL SOPORTE INFERIOR.....	163
IMAG. 196	FUERZA EN ANSYS.....	163
IMAG. 197	MALLADO Y TENSIONES.....	163
IMAG. 198	EXPLOSIONADO SOPORTE INFERIOR.....	164
IMAG. 199	U DE UNIÓN BASTIDOR LINKS.....	164
IMAG. 200	FUERZAS, EMPOTRAMIENTOS Y MALLADO	165
IMAG. 201	TENSIONES U	165
IMAG. 202	DEFINICIÓN DE CARGA CÍCLICA Kf TIPO DE ANÁLISIS Y CRITERIO DE FALLO.....	167
IMAG. 203	VIDA A FATIGA ENSAMBLAJE COMPLETO	168
IMAG. 204	SELECCIÓN NODOS Y SUPERFICIES PARA APLICAR FUERZA Y EMPOTRAMIENTOS	168
IMAG. 205	FUERZAS Y EMPOTRAMIENTOS EN LA PIPA	169
IMAG. 206	TENSIONES Y DESPLAZAMIENTOS.....	170
IMAG. 207	VIDA A FATIGA EN LA PIPA	170
IMAG. 208	TOCHO ALUMINIO 6083	171
IMAG. 209	GRÁFICA RELACIÓN DUREZA-LÍMITE A TRACCIÓN PARA VARIOS MATERIALES.....	172
IMAG. 210	TUBOS DE ACERO DE SECCIÓN RECTANGULAR.....	173
IMAG. 211	KIT PARA FABRICACION DE PREPREG.....	174
IMAG. 212	COMPRESOR PARA NO UTILIZAR LA BOMBA DE VACÍO.....	175
IMAG. 213	PRIMER SISTEMA PARA FABRICACIÓN DE VIGAS DE FIBRA DE CARBONO.....	176
IMAG. 214	CHAPA DE PRUEBA PERFORADA Y DESMOLDEANTE.....	177
IMAG. 215	PLANTILLA PARA CORTAR AL FIBRA DE CARBONO	178
IMAG. 216	DIBUJO CON PLANTILLA EN LA FIBRA DE CARBONO	178
IMAG. 217	COLOCACIÓN DE LA FIBRA.....	179
IMAG. 218	FIBRA COMPACTADA MANUALMENTE.....	179
IMAG. 219	CHAPAS PERFORADAS FINALES.....	180
IMAG. 220	ÚTIL PARA PODER HACER PRESIÓN A LAS CHAPAS, ANTES DE PREPARARLO	180
IMAG. 221	PREPARACIÓN DEL ÚTIL, TALADRADO	180
IMAG. 222	PREPARACIÓN DEL ÚTIL, TALADRADO 2.....	181
IMAG. 223	PREPARACIÓN DEL ÚTIL, ROSCADO	181
IMAG. 224	APLICADO DEL DESMOLDEANTE EN LAS CHAPAS	182
IMAG. 225	COLOCACIÓN DEL CONJUNTO DE COMPONENTES.....	182
IMAG. 226	COLOCACIÓN DE LA TORNILLERÍA EN EL ÚTIL	183
IMAG. 227	COMPROBACIÓN DE LAS CHAPAS Y SE APIRIETAN LOS TORNILLOS	183
IMAG. 228	CURADO DE LA PIEZA EN EL HORNO	184
IMAG. 229	PIEZA DESPUÉS DE DESMOLDEAR	184
IMAG. 230	CURVATURA QUE ADQUIRIÓ LA PIEZA	185
IMAG. 231	PROBLEMA AL DESMOLDEAR LA TERCERA PIEZA FABRICADA.....	186
IMAG. 232	DESMOLDEANTE PARA MATERIALES COMPUESTOS	187
IMAG. 233	ÚTIL SIN FINALIZAR PARA CORTAR LAS PIEZAS DE FIBRA.....	187
IMAG. 234	SIERRA CIRCULAR.....	188










IMAG. 235 SUSPENSIÓN ALTERNATIVA ORIGINAL.....	189
IMAG. 236 VIGA ORIGINAL.....	190
IMAG. 237 RIGIDIZADOR ORIGINAL.....	190
IMAG. 238 BIELETAS ORIGINALES.....	191
IMAG. 239 AMORTIGUADOR OTORGADO POR LA ORGANIZACIÓN.....	191
IMAG. 240 TIJAS ORIGINALES.....	192
IMAG. 241 GEOMETRÍA DESARROLLADA.....	192
IMAG. 242 OPTIMIZACIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	192
IMAG. 243 VIGA AERODINÁMICA.....	193
IMAG. 244 PERFIL VIGA AERODINÁMICA.....	193
IMAG. 245 TENSIONES VIGA AERODINÁMICA.....	194
IMAG. 246 VIGA AGUJEREADA.....	194
IMAG. 247 VIGA AGUJEREADA 2.....	195
IMAG. 248 VIGA SECCION DOBLE T INICIAL.....	195
IMAG. 249 VIGA COMPLETAMENTE OPTIMIZADA.....	196
IMAG. 250 TENSIONES EN LA VIGA FINAL.....	196
IMAG. 251 VIGA PREPARADA PARA EL AMORTIGUADOR.....	197
IMAG. 252 VIGA SOBREDIMENSIONADA.....	197
IMAG. 253 RIGIDIZADOR OPTIMIZADO.....	198
IMAG. 254 TIJA SUPERIOR OPTIMIZADA.....	198
IMAG. 255 TIJA INFERIOR OPTIMIZADA.....	199
IMAG. 256 BIELETAS OPTIMIZADAS.....	199
IMAG. 257 CONJUNTO CON VIGA SOBREDIMENSIONADA.....	200
IMAG. 258 CONJUNTO CON DOS AMORTIGUADORES.....	201
IMAG. 259 EXPLOSIONADO.....	201





















14. LISTA DE TABLAS















TABLA 1 EJEMPLOS DE MATERIALES COMPUESTOS	22
TABLA 2 REFERENCIA PARA ELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MOLDE	26
TABLA 3 PESO DE COMPONENTES DE FIBRA	63
TABLA 4 PESO DE COMPONENTES DE ALUMINIO.....	64
TABLA 5 PESO DE LA TORNILLERÍA.....	65
TABLA 6 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL MOTOR SHERCO	68
TABLA 7 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	69
TABLA 8 DESPLAZAMIENTOS EN LOS DISTINTOS ANÁLISIS	143
TABLA 9 RIGIDECES DE LOS BASTIDORES MS13-14 Y MS11-12	151

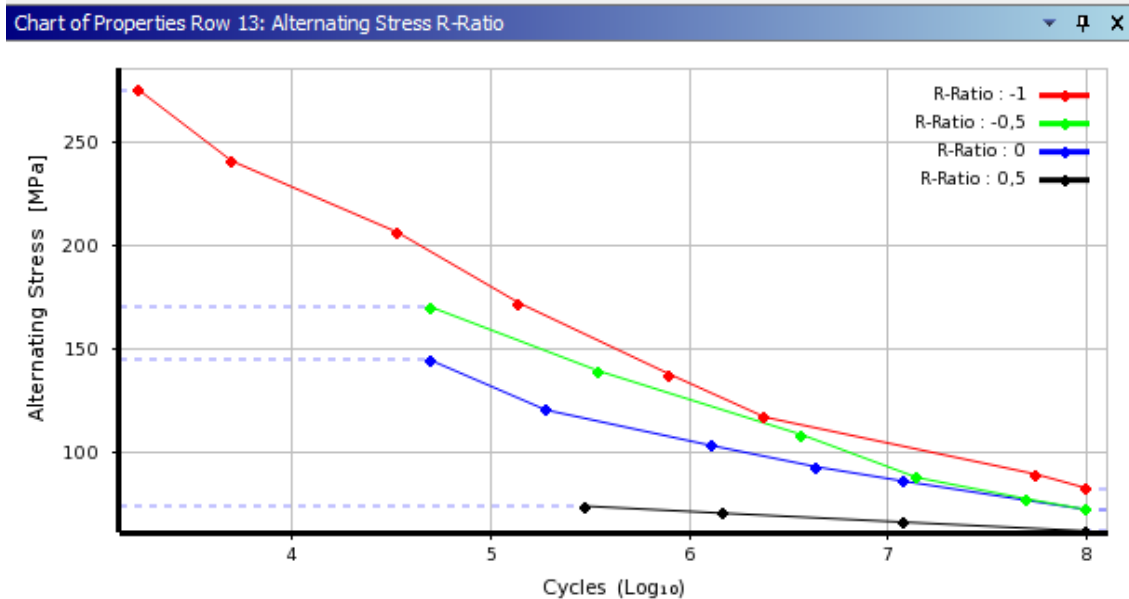
15. ANEXOS

15.1. MATERIALES UTILIZADOS EN FEM

Properties of Outline Row 7: Epoxy_Carbon_Woven_230GPa_Wet			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	 Density	1,251E-09	tonne mm ⁻³
3	 Orthotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	 Coefficient of Thermal Expansion		
5	Coefficient of Thermal Expansion X direction	2,2E-06	C ⁻¹
6	Coefficient of Thermal Expansion Y direction	2,2E-06	C ⁻¹
7	Coefficient of Thermal Expansion Z direction	1E-05	C ⁻¹
8	 Reference Temperature	20	C
9	 Orthotropic Elasticity		
10	Young's Modulus X direction	59160	MPa
11	Young's Modulus Y direction	59160	MPa
12	Young's Modulus Z direction	7500	MPa
13	Poisson's Ratio XY	0,04	
14	Poisson's Ratio YZ	0,3	
15	Poisson's Ratio XZ	0,3	
16	Shear Modulus XY	17500	MPa
17	Shear Modulus YZ	2700	MPa
18	Shear Modulus XZ	2700	MPa
19	 Orthotropic Stress Limits		
20	Tensile X direction	513	MPa
21	Tensile Y direction	513	MPa
22	Tensile Z direction	50	MPa
23	Compressive X direction	-437	MPa
24	Compressive Y direction	-437	MPa
25	Compressive Z direction	-150	MPa
26	Shear XY	120	MPa
27	Shear YZ	55	MPa
28	Shear XZ	55	MPa
29	 Orthotropic Strain Limits		
30	Tensile X direction	0,0092	
31	Tensile Y direction	0,0092	
32	Tensile Z direction	0,0092	
33	Compressive X direction	-0,0084	
34	Compressive Y direction	-0,0084	
35	Compressive Z direction	-0,0084	
36	Shear XY	0,015	
37	Shear YZ	0,012	
38	Shear XZ	0,015	
39	 Tsai-Wu Constants		
40	Coupling Coefficient XY	-1	
41	Coupling Coefficient YZ	-1	
42	Coupling Coefficient XZ	-1	
43	 Ply Type		
44	Type	Woven	

Properties of Outline Row 4: Epoxy_Carbon_UD_230GPa_Wet			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	 Density	1,318E-09	tonne mm ⁻³
3	  Orthotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	  Coefficient of Thermal Expansion		
5	Coefficient of Thermal Expansion X direction	-4,5E-07	C ⁻¹
6	Coefficient of Thermal Expansion Y direction	3E-05	C ⁻¹
7	Coefficient of Thermal Expansion Z direction	3E-05	C ⁻¹
8	 Reference Temperature	20	C
9	  Orthotropic Elasticity		
10	Young's Modulus X direction	1,2334E+05	MPa
11	Young's Modulus Y direction	7780	MPa
12	Young's Modulus Z direction	7780	MPa
13	Poisson's Ratio XY	0,27	
14	Poisson's Ratio YZ	0,42	
15	Poisson's Ratio XZ	0,27	
16	Shear Modulus XY	5000	MPa
17	Shear Modulus YZ	3080	MPa
18	Shear Modulus XZ	5000	MPa
19	  Orthotropic Stress Limits		
20	Tensile X direction	1632	MPa
21	Tensile Y direction	34	MPa
22	Tensile Z direction	34	MPa
23	Compressive X direction	-704	MPa
24	Compressive Y direction	-68	MPa
25	Compressive Z direction	-68	MPa
26	Shear XY	80	MPa
27	Shear YZ	55	MPa
28	Shear XZ	80	MPa
29	  Orthotropic Strain Limits		
30	Tensile X direction	0,0143	
31	Tensile Y direction	0,0026	
32	Tensile Z direction	0,0026	
33	Compressive X direction	-0,006	
34	Compressive Y direction	-0,0146	
35	Compressive Z direction	-0,0146	
36	Shear XY	0,016	
37	Shear YZ	0,012	
38	Shear XZ	0,016	
39	  Tsai-Wu Constants		
40	Coupling Coefficient XY	-1	
41	Coupling Coefficient YZ	-1	
42	Coupling Coefficient XZ	-1	
43	  Puck Constants		
44	Material Classification	Carbon	
45	Compressive Inclination XZ	0,3	
46	Compressive Inclination YZ	0,25	
47	Tensile Inclination XZ	0,35	
48	Tensile Inclination YZ	0,25	
49	  Ply Type		
50	Type	Regular	
51	  Additional Puck Constants		
52	Interface Weakening Factor	0,8	
53	Degradation Parameter s	0,5	
54	Degradation Parameter M	0,5	

Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	 Density	2,77E-09	tonne mm ⁻³	<input type="checkbox"/>
3	 Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			<input type="checkbox"/>
4	 Coefficient of Thermal Expansion	2,3E-05	C ⁻¹	<input type="checkbox"/>
5	 Reference Temperature	22	C	<input type="checkbox"/>
6	 Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>
7	Derive from	Young's Mod...		
8	Young's Modulus	71000	MPa	<input type="checkbox"/>
9	Poisson's Ratio	0,33		<input type="checkbox"/>
10	Bulk Modulus	69608	MPa	<input type="checkbox"/>
11	Shear Modulus	26692	MPa	<input type="checkbox"/>
12	 Alternating Stress R-Ratio	Tabular		<input type="checkbox"/>
13	Interpolation	Semi-Log		
14	Scale	1		<input type="checkbox"/>
15	Offset	0	MPa	<input type="checkbox"/>
16	 Tensile Yield Strength	280	MPa	<input type="checkbox"/>
17	 Compressive Yield Strength	280	MPa	<input type="checkbox"/>
18	 Tensile Ultimate Strength	310	MPa	<input type="checkbox"/>
19	 Compressive Ultimate Strength	0	MPa	<input type="checkbox"/>
20	 Isotropic Thermal Conductivity	Tabular		<input type="checkbox"/>
21	Scale	1		<input type="checkbox"/>
22	Offset	0	W mm ⁻¹ C ⁻¹	<input type="checkbox"/>
23	 Specific Heat	8,75E+08	mJ tonne ⁻¹ C ⁻¹	<input type="checkbox"/>
24	 Isotropic Relative Permeability	1		<input type="checkbox"/>
25	 Isotropic Resistivity	Tabular		<input type="checkbox"/>
26	Scale	1		<input type="checkbox"/>
27	Offset	0	ohm mm	<input type="checkbox"/>



15.2. MATERIALES UTILIZADOS

Fibra de carbono unidireccional Prepreg

	Reinforcement			Prepreg data			Mechanical data		
	Fibre	Fabric Weave Style	Fabric Weight [g/m ²]	Fabric Direction 0°/90° [g/m ²]	Weight [g/m ²] (± 5%)	Resin Content [%] (± 3)	Tensile Strength [MPa]	Tensile Modulus [GPa]	ILSS [MPa]
M77/55%/48P/G	Glass	plain	47	26/21	104	55	540	28	55
M77/52%/106P/G	Glass	plain	106	54/52	221	52	480	27	67
M77/45%/160P/G	Glass	plain	155	81/74	282	45			
M77/38%/395P/G	Glass	plain	386	204/182	623	38			
M77/40%/LT570/G+F	Glass	non woven + fleece	560	432/75 fleece 35	848	35			
M77/42%/200T2/CHS-3K	Carbon	twill	200	100/100	345	42			
M77/42%/600T2/CHS	Carbon	twill	600	300/300	1034	42			
M77/38%/UD150/CHS	Carbon	UD	150	90/0	242	38			
M77/39%/UD600/CHS	Carbon	UD	600	600/0	984	39	2400	140	78

Shelf Life¹: 18 months

Out Life²: 6 weeks (42 days)

Lo que sabemos del prepreg que tenemos es que es de 600g/m² y que se cura a 120°, por lo que este material es el más parecido que hemos encontrado en Hexcel con esas características.

Para comparar con el material utilizado en el FEM el material utilizado es bastante mejor:

FEM: 1632 MPa de límite elástico

Real: 2400 MPa de límite elástico

FEM: 123.3 GPa de módulo elástico

Real: 140 GPa de módulo elástico

FEM: 80 MPa de resistencia a cizalladura

Real: 78MPa de resistencia a cizalladura

Aluminio 6061T6

Propiedades Mecánicas

ESTADO	Carga de rotura Rm N/mm2	Límite elástico Rp 0.2 N/mm2	Alargamiento 5,65 V So	Resistencia de la Cizalladura N/mm2	Dureza	
					Brinell(HB)	Vickers
0	120	60	28	80	30	
T4	230	130	23	160	65	69
T6	310	270	13	200	95	100

Propiedades Físicas

Módulo elástico N/mm2	Peso específico gms/cm3	Temperatura de fusión °C	Coefficiente de dilatac. lineal (20°-100°) 10- 6/°C	Conductividad térmica w/m °C	Resistencia eléctrica Micro Ohm cm.	Conduct. eléctrica % IACS	
69.500	2,70	580-650	23'5	156	4'1	40'1	- 0'83

Como se puede observar este material también es mejor que el de ANSYS.

15.3. SCRIPTS DE MATLAB

Introducción

Para reducir el tiempo en los cálculos, se crearon programas scripts con las distintas ecuaciones y parámetros que intervienen en los resultados. De esta manera, con las modificaciones que se iban realizando a lo largo del proyecto se modificaban también los scripts de cálculo y la obtención de la solución a los distintos problemas era inmediata.

Para crear los scripts se utilizó el programa MATLAB, herramienta que aprendimos a utilizar en el Máster para el cual se ha realizado este trabajo.

A continuación se presenta los distintos scripts con los que se trabajó. Como hay scripts que llaman a otros, se pondrá también el nombre de cada uno para evitar confusiones.

Fuerzas en el bastidor en aceleración máxima

Ecuaciones simbólicas de fuerzas en equilibrio estático en el sistema de suspensión trasera.

Nombre del script: *sym_force*

```
clear all; close all; clc;
syms X1 Y1 X2 Y2 X3 Y3 X4 Y4 X5 Y5 X6 Y6 X7 Y7 alfa beta gamma theta Fh Fv Fa Flink Fbx Fby Fbrx Fbry t
q=[Fa;Flink;Fbx;Fby;Fbrx;Fbry;]; % Incógnitas
p=[alfa;beta;gamma;theta;Fh;Fv;X1;Y1;X2;Y2;X3;Y3;X4;Y4;X5;Y5;X6;Y6;X7;Y7;]; % Parámetros
% Ecuaciones de la estática
Phi=[Fa*sin(beta)+Fbx-Flink*cos(alfa)-Fh; % Ecuaciones del sistema completo
    -Fa*cos(beta)+Fby-Flink*sin(alfa)+Fv;
    Fbx*(Y1-Y2)-Fby*(X1-X2)-Flink*cos(alfa)*(Y1-Y3)+Flink*sin(alfa)*(X1-X3)-Fh*(Y1-Y7)+Fv*(X7-X1);
    % Ecuaciones del basculante
    Fbx-Fbrx-Fh;
    Fby-Fbry+Fv;
    -Fbrx*(Y2-Y6)-Fbry*(X6-X2)+Fh*(Y7-Y2)+Fv*(X7-X2);
    % Ecuaciones del rocker
    Fbrx+Fa*sin(beta)-Flink*cos(alfa);
    Fbry-Fa*cos(beta)-Flink*sin(alfa);
    -Fbrx*(Y6-Y5)+Fbry*(X6-X5)-Flink*cos(alfa)*(Y5-Y4)-Flink*sin(alfa)*(X4-X5);];
% Jacobiano
A=jacobian(Phi,q);
B=(A*q)-Phi;
% Exporta las matrices A y B
matlabFunction(A,'file','A_force','vars',{q,t,p})
matlabFunction(B,'file','B_force','vars',{q,t,p})
```

Con el script anterior se obtienen las matrices A y B que se evaluarán en el problema numérico de fuerzas.

Problema y datos de posición Nombre del script: *num_pos*

```
% Datos conocidos y fijos
rad=pi/180;
% Puntos de anclaje en el bastidor
X1=20.46; Y1=321.37; X2=-39.6; Y2=116.0; X3=0; Y3=0;
% Longitudes amortiguador, links, basculantes y lados del rocker
Llink=134.9; Lb=533.97;
% Distancia y ángulo anclaje del rocker en el basculante
d=180.24; theta=8.37*rad;
% Lados del rocker
L1=115.2; L2=75.0; L3=100.0;

if La>265
% SUSPENSIÓN SIN COMPRIMIR =====
% Puntos del resto de la suspensión
X4=131.17; Y4=-14.2; X5=32.09; Y5=44.57; X6=130.76; Y6=60.8; X7=479; Y7=11.77;
% Ángulos
alfa=6.18*rad; beta=4.14*rad; gamma=12.3*rad;
elseif La<215
% SUSPENSIÓN COMPRIMIDA =====
% Puntos del resto de la suspensión
X4=133.2; Y4=21.32; X5=39.8; Y5=88.75; X6=139.53; Y6=96.05; X7=494.04; Y7=134.82;
% Ángulos
alfa=9.093*rad; beta=5.187*rad; gamma=1.888*rad;
end

% Lo que necesito para num_force lo meto en el siguiente vector
pos=[X4;Y4;X5;Y5;X6;Y6;X7;Y7;alfa;beta;gamma;];
POS=[X1;Y1;X2;Y2;X3;Y3;pos;theta;];

% REPRESENTACIÓN GRÁFICA
repre_pos
```

Comprobación y representación de la posición Nombre del script: *repre_pos*

```
% REPRESENTACIÓN GRÁFICA
figure
% Elementos graficos de la representacion del pendulo
draw(1)=plot([0 pos(1)], [0 pos(2)], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 3 al 4
hold on;
draw(2)=plot([pos(1) pos(3)], [pos(2) pos(4)], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 4 al 5
draw(2)=plot([pos(1) pos(5)], [pos(2) pos(6)], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 4 al 6
draw(3)=plot([pos(3) pos(5)], [pos(4) pos(6)], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 5 al 6
draw(4)=plot([pos(5) pos(7)], [pos(6) pos(8)], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 6 al 7
draw(5)=plot([pos(3) X1], [pos(4) Y1], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 5 al 1
draw(6)=plot([pos(5) X2], [pos(6) Y2], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 6 al 2
draw(7)=plot([pos(7) X2], [pos(8) Y2], 'b', 'erasemode', 'xor', 'LineWidth', 2); % del 7 al 2
axis([-100 550 -50 400])
if La>265
title('SUSPENSIÓN SIN COMPRIMIR')
elseif La<215
title('SUSPENSIÓN COMPRIMIDA')
end
```

Solución al problema de fuerzas [Nombre del script: num_force](#)

El siguiente script coge el vector con los valores de posición del script anterior, asigna dichos valores al vector de parámetros p, se establece unos valores iniciales para el vector de solución q, se evalúan las matrices A y B, se calcula el vector solución de fuerzas.

```
%===== PROBLEMA DE FUERZAS =====
clear all; close all; clc;
%===== EJECUTO EL SIMBÓLICO =====
sym_force
% Datos Conocidos
rad=pi/180;
% Longitud amortiguador --> Condicionará la fuerza Fa
% La=268; % Suspensión sin comprimir
La=214; % Suspensión comprimida
if La>265
    disp('SUSPENSIÓN SIN COMPRIMIR')
elseif La<220
    disp('SUSPENSIÓN COMPRIMIDA')
end
%=====DEL PROBLEMA DE POSICIÓN=====
num_pos % Necesito el vector POS de resultados de posición
%=====FUERZAS EJE DE RUEDA=====
% Fuerzas aceleración máxima
Fh=2494;
Fv=3202.4;

% Puntos de anclaje en el bastidor
c=1; % Para pasar de mm a m
X1=POS(1)*c; Y1=POS(2)*c; X2=POS(3)*c; Y2=POS(4)*c;
X3=POS(5)*c; Y3=POS(6)*c; X4=POS(7)*c; Y4=POS(8)*c;
X5=POS(9)*c; Y5=POS(10)*c; X6=POS(11)*c; Y6=POS(12)*c;
X7=POS(13)*c; Y7=POS(14)*c;
% Distancia y ángulo anclaje del rocker en el basculante
alfa=abs(POS(15)); beta=abs(POS(16)); gamma=abs(POS(17)); theta=abs(POS(18));
% Vector de datos conocidos
p=[alfa;beta;gamma;theta;Fh;Fv;X1;Y1;X2;Y2;X3;Y3;X4;Y4;X5;Y5;X6;Y6;X7;Y7;];
% Vector de los valores desconocidos iniciales
q=[0;0;0;0;0;0;]; % q=[Fa;Flink;Fbx;Fby;Fbrx;Fbry;]; % Incógnitas
% SISTEMA AX=B
t=0;
A=feval(@A_force,q,t,p);
B=feval(@B_force,q,t,p);
FORCES=pinv(A)*B;
disp('Fuerza en el anclaje del muelle'); disp(FORCES(1))
disp('Fuerza total en los links'); disp(FORCES(2))
disp('Fuerza X anclaje basculante'); disp(FORCES(3))
disp('Fuerza Y anclaje basculante'); disp(FORCES(4))
disp('Fuerza X union rocker-basculante'); disp(FORCES(5))
disp('Fuerza Y union rocker-basculante'); disp(FORCES(6))
```

Ejemplo de solución al problema de fuerzas:

En aceleración máxima con la suspensión comprimida a tope se obtiene las fuerzas máximas en los anclajes del bastidor de los componentes de la suspensión trasera. Los valores siguientes, con poco que se cambie en la geometría de la suspensión varían bastante.

SUSPENSIÓN COMPRIMIDA

Fuerza en el anclaje del muelle
7.2254e+003

Fuerza total en los links
9.9380e+003

Fuerza X anclaje basculante
1.1706e+004

Fuerza Y anclaje basculante
5.5594e+003

Fuerza X union rocker-basculante
9.1909e+003

Fuerza Y union rocker-basculante
8.7786e+003

Cálculo de la rigidez K del muelle

Para comprobar que los scripts (y principalmente las ecuaciones) para el cálculo de las fuerzas en el bastidor estaban bien planteados, se diseñó un problema iterativo cuya finalidad es determinar la rigidez del muelle.

La constante de rigidez teórica del muelle proporcionado por la organización de la competición MotoStudent tiene un valor de 105N/mm, luego este es el valor objetivo que debemos calcular.

El problema iterativo descrito a continuación, contiene scripts parecidos a los utilizados en el apartado anterior puesto que la base es la misma, establecer unas ecuaciones geométricas que nos den la posición y con los valores de posición resolver el equilibrio de fuerzas y momentos.

Programa principal Nombre script: *main_itera*

```
clear all; close all; clc;

La_ini=268;
X=1; % Compresión del muelle funciona como contador
K=1;
while K~=105
    La=La_ini-X;
    num_pos
    num_force
    Fa=FORCES(1);
    K=Fa/X
    if K<=105
        break
    end
    X=X+0.1
    if X>54
        break
    end
end
```

Este programa da unos valores iniciales a X y K para entrar en el bucle WHILE, que básicamente lo que hace es: Con el valor de X se determina la longitud comprimida del muelle La, a continuación determina la posición de los puntos de la suspensión trasera (num_pos) con las ecuaciones geométricas, con los valores de posición calcula las fuerzas en el sistema y por último con la fuerza del muelle Fa calcula la rigidez del muelle K correspondiente a esa fuerza y a la compresión inicial X.

Ecuaciones geométricas simbólicas Nombre del script: *sym_pos*

```
clear all; close all; clc;
syms X1 Y1 X2 Y2 X3 Y3 X4 Y4 X5 Y5 X6 Y6 X7 Y7
syms alfa beta gamma La Llink Lb d theta L1 L2 L3 t
q=[X4;Y4;X5;Y5;X6;Y6;X7;Y7;alfa;beta;gamma]; % Incógnitas
p=[X1;Y1;X2;Y2;X3;Y3;La;Llink;Lb;d;theta;L1;L2;L3]; % Parámetros

% Ecuaciones Geométricas
Phi=[X3 + Llink*cos(alfa) - X4;
      Y3 + Llink*sin(alfa) - Y4;
      X1 + La*sin(beta) - X5;
      Y1 - La*cos(beta) - Y5;
      X2 + Lb*cos(gamma) - X7;
      Y2 - Lb*sin(gamma) - Y7;
      X2 + d*cos(theta-gamma) - X6;
      Y2 - d*sin(theta-gamma) - Y6;
      (X5^2)+(X4^2)-(2*X4*X5)+(Y5^2)+(Y4^2)-(2*Y5*Y4)-(L1^2);
      (X6^2)+(X4^2)-(2*X4*X6)+(Y6^2)+(Y4^2)-(2*Y6*Y4)-(L2^2);
      (X5^2)+(X6^2)-(2*X6*X5)+(Y5^2)+(Y6^2)-(2*Y5*Y6)-(L3^2);
      ];

% Jacobiano
Phi_q=jacobian(Phi,q);
% Exportar las dos matrices como funciones
matlabFunction(Phi,'file','Phi_pos','vars',{q,t,p})
matlabFunction(Phi_q,'file','Phi_q_pos','vars',{q,t,p})
```

Ecuaciones simbólicas de equilibrio estático Nombre del script: *sym_force*

Este script es el mismo que se mostró en el apartado de fuerzas en aceleración máxima.

Datos numéricos de la posición Nombre del script: *num_pos*

```
% Datos conocidos y fijos
rad=pi/180;
% Puntos de anclaje en el bastidor
X1=32.23; Y1=301.67; X2=-17.61; Y2=128.13; X3=0; Y3=0;
% Longitudes amortiguador, links, basculantes y lados del rocker
Llink=158.14; Lb=534.11;
% Distancia y ángulo anclaje del rocker en el basculante
d=179.20; theta=10.60*rad;
% Lados del rocker
L1=115.2; L2=75.0; L3=100.0;
% Vector de datos conocidos
p=[X1;Y1;X2;Y2;X3;Y3;La;Llink;Lb;d;theta;L1;L2;L3]; % Parámetros
% Valores iniciales de las incógnitas. Se elige un valor cualquiera pero
% razonable
X4=157.61; Y4=-12.86; X5=52.56; Y5=34.43; X6=148.79; Y6=61.62; X7=506.36; Y7=24.51;
alfa=4.71*rad; beta=4.52*rad; gamma=11.21*rad;
% Vector de los valores desconocidos iniciales
q=[X4;Y4;X5;Y5;X6;Y6;X7;Y7;alfa;beta;gamma]; % Incógnitas
% SOLUCIÓN DEL PROBLEMA DE POSICIÓN
t=0;
pos=Newton_Raphson(@Phi_pos,@Phi_q_pos,q,t,p);
% Lo que necesito para num_force lo meto en el siguiente vector
POS=[X1;Y1;X2;Y2;X3;Y3;pos;theta];
```

Solución al problema de fuerzas Nombre del script: *num_pos*

```
% Datos Conocidos
rad=pi/180;
% Fuerzas para que X y K del main_itera salgan bien
Fv=1750; % Fv=Nrm Aceleración máxima limitada por el motor
Fh=1663; % Fh=Sm Fuerza de avance
% Para ver cuanto se comprime el muelle con la moto parada, con el piloto
% montado en ella.
% Fh=0;
% m=180; g=9.81; Fv=m*g/2;
% Puntos de anclaje en el bastidor
c=0.1; % Para pasar de mm a m
X1=POS(1)*c; Y1=POS(2)*c; X2=POS(3)*c; Y2=POS(4)*c; X3=POS(5)*c; Y3=POS(6)*c;
X4=POS(7)*c; Y4=POS(8)*c; X5=POS(9)*c; Y5=POS(10)*c; X6=POS(11)*c; Y6=POS(12)*c;
X7=POS(13)*c; Y7=POS(14)*c;
% Distancia y ángulo anclaje del rocker en el basculante
alfa=abs(POS(15)); beta=abs(POS(16)); gamma=abs(POS(17)); theta=abs(POS(18));
% Vector de datos conocidos
p=[alfa;beta;gamma;theta;Fh;Fv;X1;Y1;X2;Y2;X3;Y3;X4;Y4;X5;Y5;X6;Y6;X7;Y7]; % Parámetros
% Vector de los valores desconocidos iniciales
q=[0;0;0;0;0;0;]; % q=[Fa;Flink;Fbx;Fby;Fbrx;Fbry]; % Incógnitas
% SISTEMA AX=B
t=0;
A=feval(@A_force,q,t,p);
B=feval(@B_force,q,t,p);
FORCES=pinv(A)*B;
```

Para obtener los resultados esperados, las fuerzas aplicadas F_v y F_h deben estar sin coeficiente de mayoración y despreciar la fuerza de 385 N del terreno, puesto que los muelles se dimensionan para las cargas reales no mayoradas.

Resultados obtenidos:

Vemos que se obtienen los resultados esperados puesto que el muelle ha llegado a su K teórica sin comprimirse al máximo ($X=44$). Las fuerzas no son necesarias puesto que no las utilizaremos para el diseño, como se dijo esto es sólo para comprobar que las ecuaciones utilizadas dan los resultados correctos.

Se comprobó también la compresión del muelle cuando el piloto se monta en la moto. La fuerza vertical en la rueda trasera será la mitad del peso y la horizontal tiene valor cero. Se obtuvo como resultado una compresión de 19 mm.

X =	X =
43.7000	19.0000
K =	K =
105.1226	104.8842
	Fuerza en el anclaje del muelle
	1.9928e+003
X =	Fuerza total en los links
43.8000	2.6434e+003
	Fuerza X anclaje basculante
	2.4639e+003
K =	Fuerza Y anclaje basculante
104.9097	1.0915e+003

Fuerzas en el bastidor en curva más aceleración máxima

El problema de fuerzas detallado en el apartado 4.4.4 se resuelve con los mismos scripts del problema de fuerzas en el bastidor en aceleración máxima. Lo único que se tiene que hacer es añadir a la fuerza vertical F_v la componente vertical de las fuerzas en curva de la rueda trasera. Luego, el siguiente trozo de script habría de añadirlo al script *num_force* del primer apartado de este anexo.

```
%=====FUERZAS EJE DE RUEDA=====
% Fuerzas aceleración máxima
Fh=2494;
% Del cálculo de paso por curva
Rrc=1334.1; % Resultante rueda trasera
Rfc=1193.7; % Resultante rueda delantera
Fv=3202.4+Rrc;
d=47; % Distancia del pnto de contacto de la rueda trasera al plano de simetria de la moto
d1=34; % Distancia del pnto de contacto de la rueda delantera al plano de simetria de la moto
Momento_curva_aceleracion=((Fv*d)+(Rfc*d1))/1000;
```

Uniones atornilladas

Los cálculos de las distintas uniones atornilladas, dependiendo de la unión, se podían alargar mucho, por ello fue mejor parametrizarlos todos con scripts creados en MATLAB. A continuación se detalla un ejemplo, los será necesario añadir más puesto que la formulación viene descrita en los apartados de cálculo.

Script de Matlab para el cálculo de la unión atornillada del soporte de los links con los soportes traseros.

```
clear all; close all; clc;
%====UNION ATORNILLADA SOPORTE LINKS CON SOPORTE TRASERO====%
% El ejemplo parecido sale en el Shigley paginas 441,442,443
% Datos
Ftotlinks=9934;
Ftotsopinf=-1955.5;
Fbast=3062.3; % Del tirante que une con el freno trasero

% Lo que le toca soportar a cada union atornillada del soporte de los links con el
% soporte trasero será la mitad de la suma de las fuerzas anteriores

F=(Ftotlinks/2)+(Ftotsopinf/2);

% Se comprobó que con 4 tornillos la unión funcionaría mejor. Se definió
% el centro de los tornillos por geometría

% FUERZA Y MOMENTO EN EL CENTRO DE LOS TORNILLOS
V=F; % Fuerza cortante
h=35; % distancia vertical entre el eje de los 4 tornillos que sujetan
% las orejetas y el tornillo mas bajo de la union
d=20; % distancia vertical entre los tornillos de la union
Mo=F*(h+(d/2)); % Momento

% CORTANTES QUE ACTUAN EN CADA TORNILLO --> Todos iguales
Va=V/4; Vb=V/4; Vc=V/4; Vd=V/4;

% FUERZAS DEBIDAS AL MOMENTO Mo
% Como los tornillos forman un cuadrado 20x20 mm, se saca beta como:
beta=atand(d/d); % Angulo de Fa, Fb, Fc, Fd respecto de la horizontal
r=sqrt(((d/2)^2)+((d/2)^2)); % Distancia del centro de los tornillos a cada tornillo

% Suponemos que Fa, Fb, Fc, Fd son todas iguales, contrarrestan Mo
Fa=Mo/(4*r); Fb=Mo/(4*r); Fc=Mo/(4*r); Fd=Mo/(4*r);

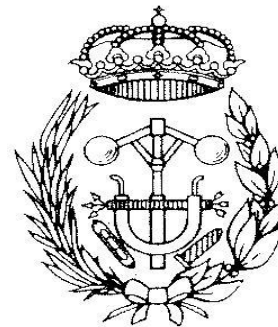
% RESULTANTES EN CADA TORNILLO
Ra=sqrt(((Fa*cosd(beta)-Va)^2)+((Fa*sind(beta))^2));
Rb=sqrt(((Fb*cosd(beta)-Vb)^2)+((Fb*sind(beta))^2));
Rc=sqrt(((Fc*cosd(beta)+Vc)^2)+((Fc*sind(beta))^2));
Rd=sqrt(((Fd*cosd(beta)+Vd)^2)+((Fd*sind(beta))^2));

% Como Rc y Rd son mayores e iguales, dimensionamos los tornillos con ellas
M=6; % Tornillo M6
p=1; % Paso del tornillo M6
Deq=M-(p/2);
Area=pi*Deq^2/4;
cs=1.5;
Tao=Rc*cs/Area; % Tensión cortante
```

```
% Pasamos a tensión normal
Sigma=Tao*sqrt(3); % Comprobar que sea menor que 640 MPa (Tornillo 8.8)

% PAR DE APRIETE --> CON LOS MOMENTOS DE TRASLADAR LAS FUERZAS
e=105; f=70;
Mflink=(Ftotlinks/2)*e; MR1=(Ftotsopinf/2)*f;
MflinkR1=Mflink-MR1; FM=MflinkR1/d; FM1=FM/4;
% Por si acaso
SigmaM=FMltorn*cs/Area; % tiene que ser menor que 640
% T = K*Fi*D
K=0.25; % Según el Shigley página 424 ultimo parrafo
Par_de_apriete=K*FMltorn*M/1000;

% APLASTAMIENTO DEL ALUMINIO
% NECESIDAD DE ARANDELA CON TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL
Dext=12; dint=6.4;
Acontact=pi*(Dext^2-dint^2)/4;
Sigmaal=FMltorn*cs/Acontact;
% Comprobar que sea menor que 130 MPa (Resistencia mínima de nuestro aluminio)
```



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

MÁSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA APLICADA Y COMPUTACIONAL

Trabajo Fin de Máster:

“DISEÑO DE BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y
ALUMINIO PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN DE
250 CC Y OPTIMIZACIÓN DE SUSPENSIÓN ALTERNATIVA”

PLANOS

David Aisa Egea y Diego Armando Rojas Cajas

José Sancho Rodríguez

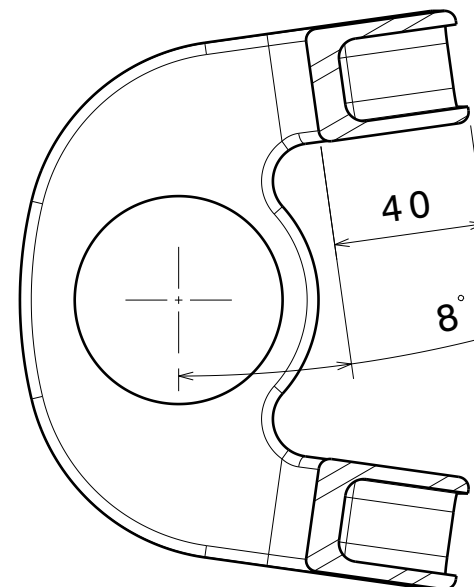
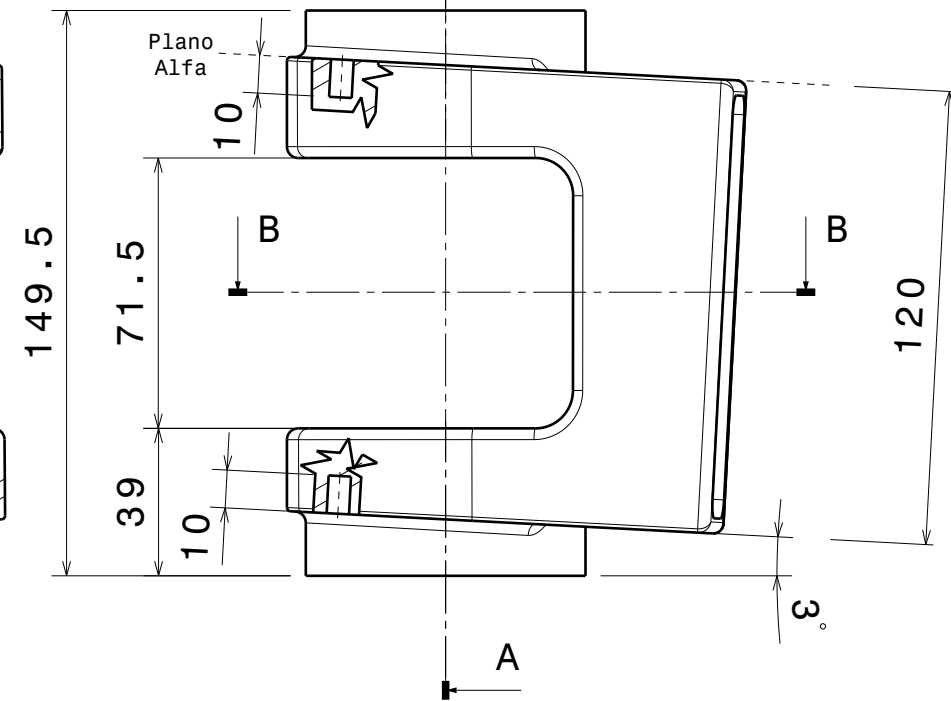
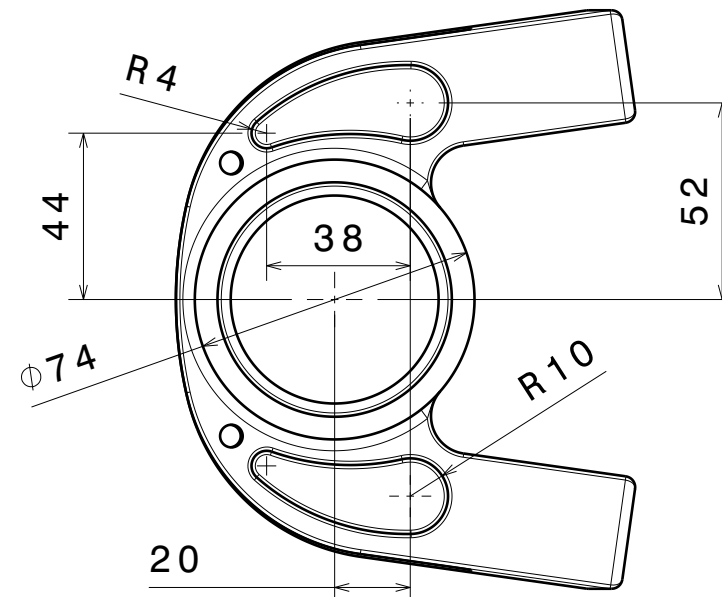
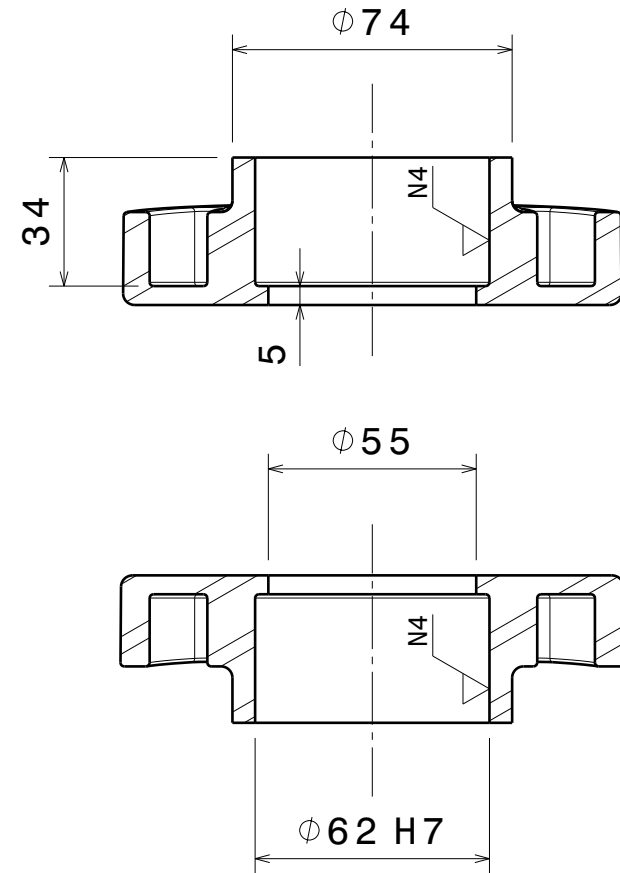
Pamplona, 22 de Septiembre de 2014

N7

N10

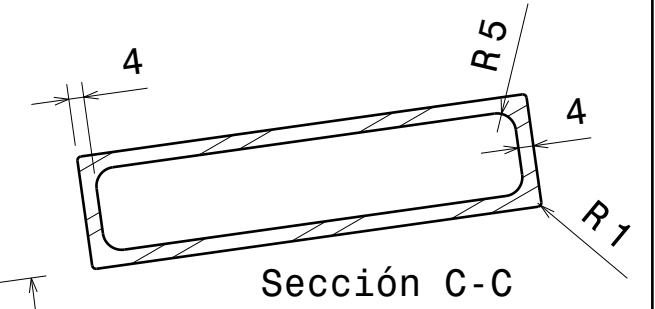
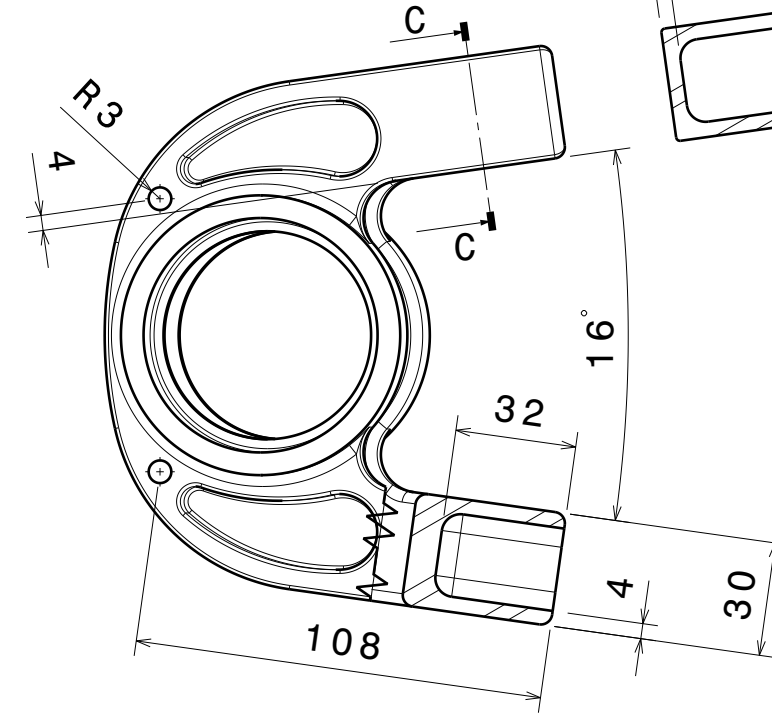
Zona de pegado-
LIJADO

Sección A-A

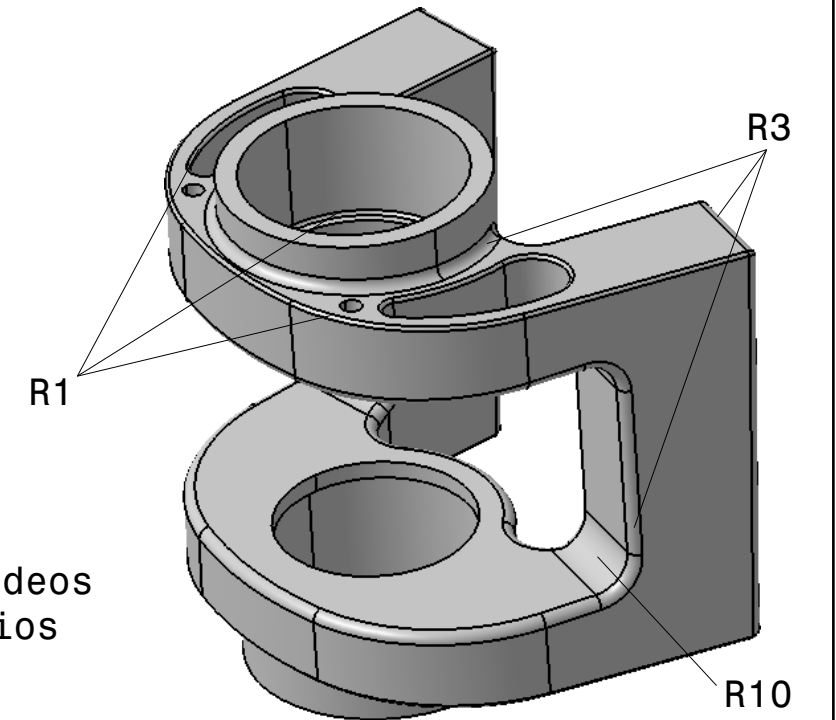


Sección B-B

Vista superior en
el Plano Alfa



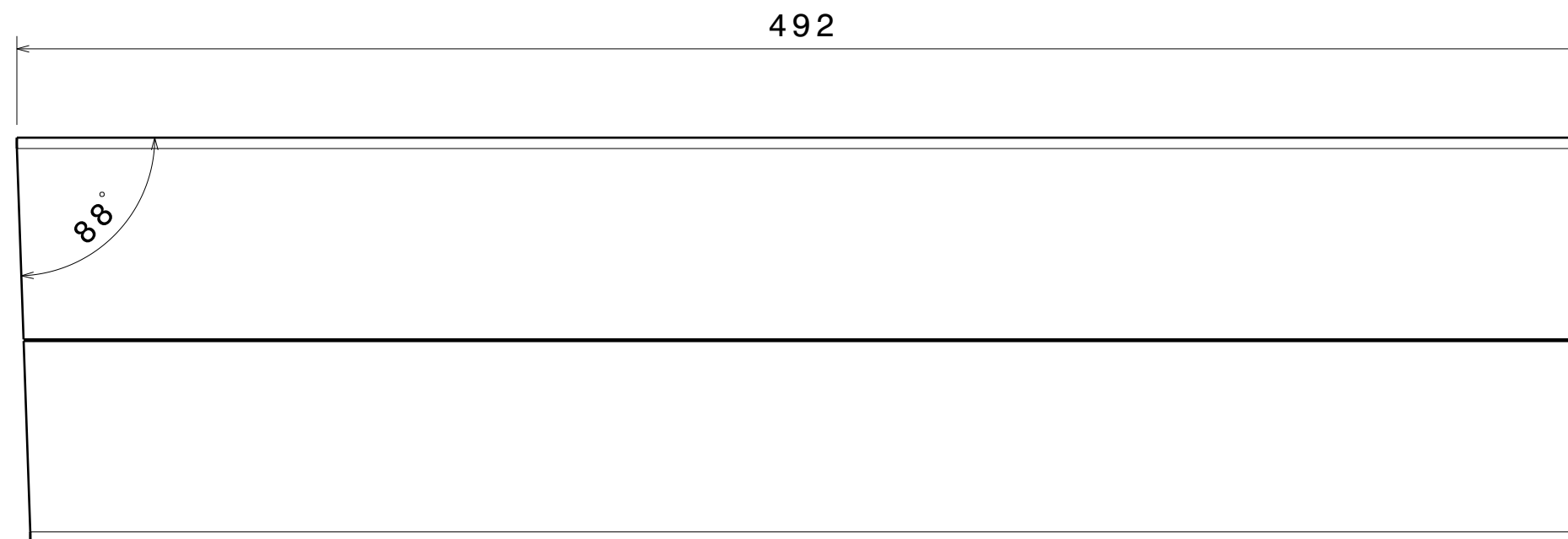
Sección C-C



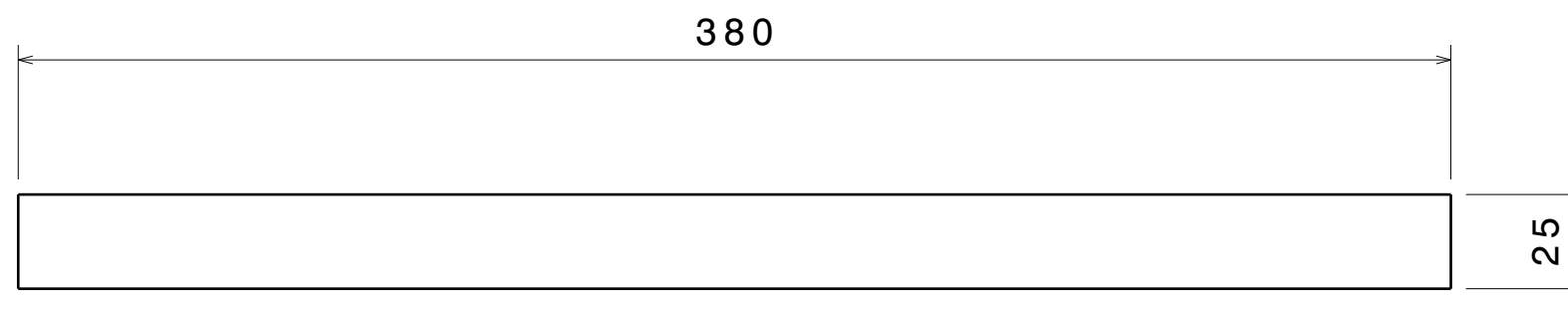
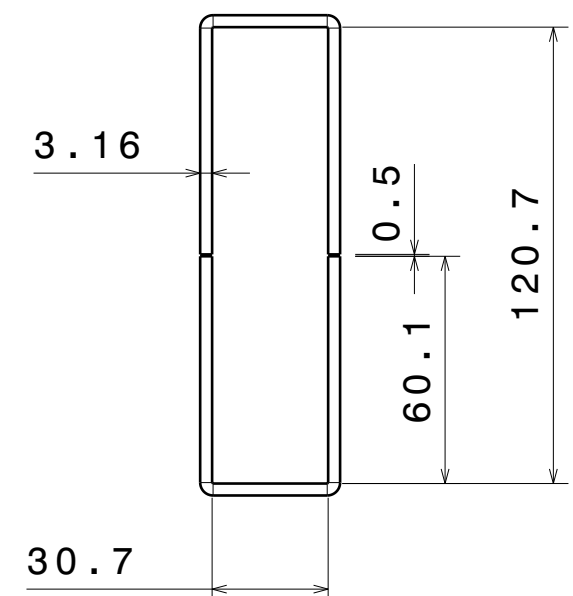
Redondeos
Varios

Todas las cotas
están mm

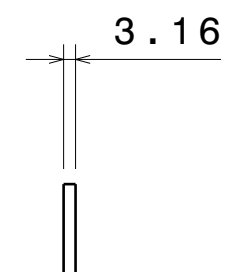
	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
		MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO			REALIZADO: Rojas Cajas, Diego A.		
PLANO: PIPA DIRECCIÓN			FIRMA:		
			FECHA: 22/09/14	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 1




VIGA

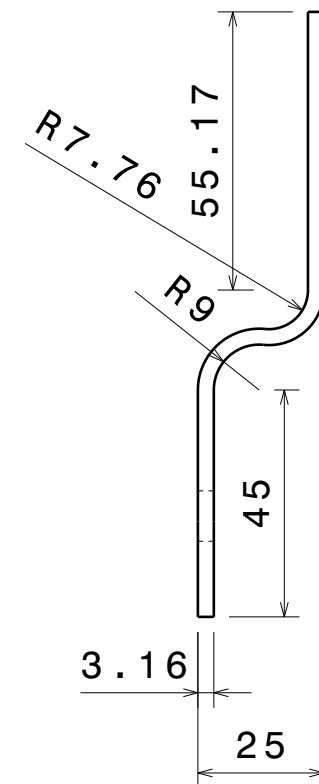
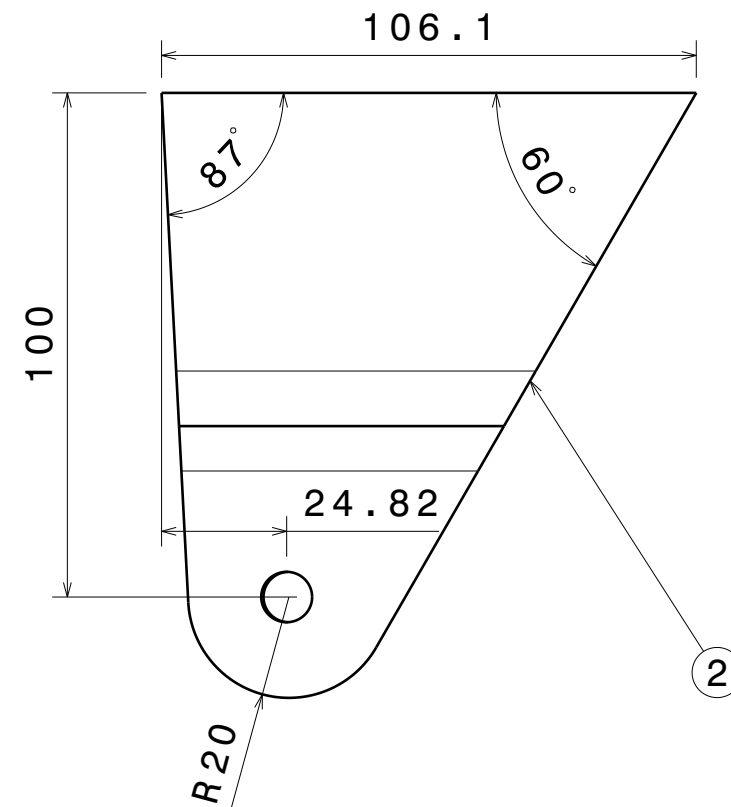
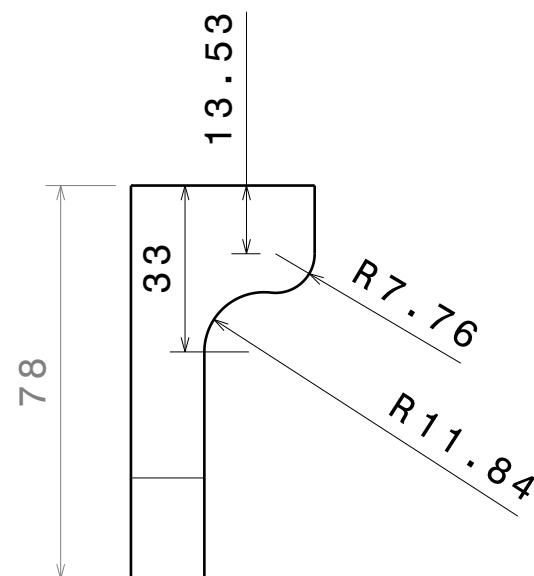
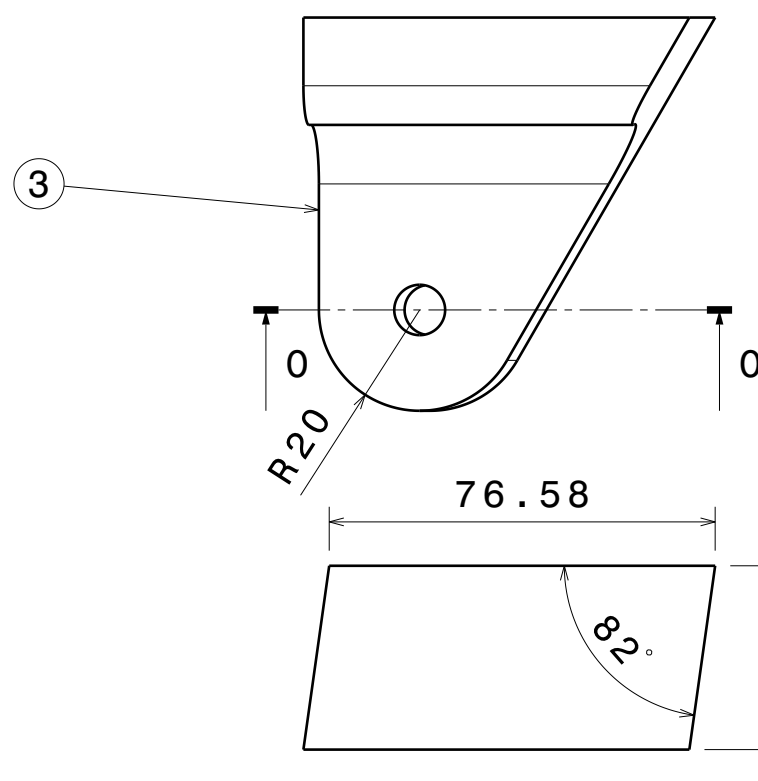
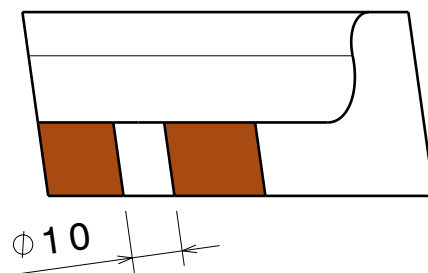
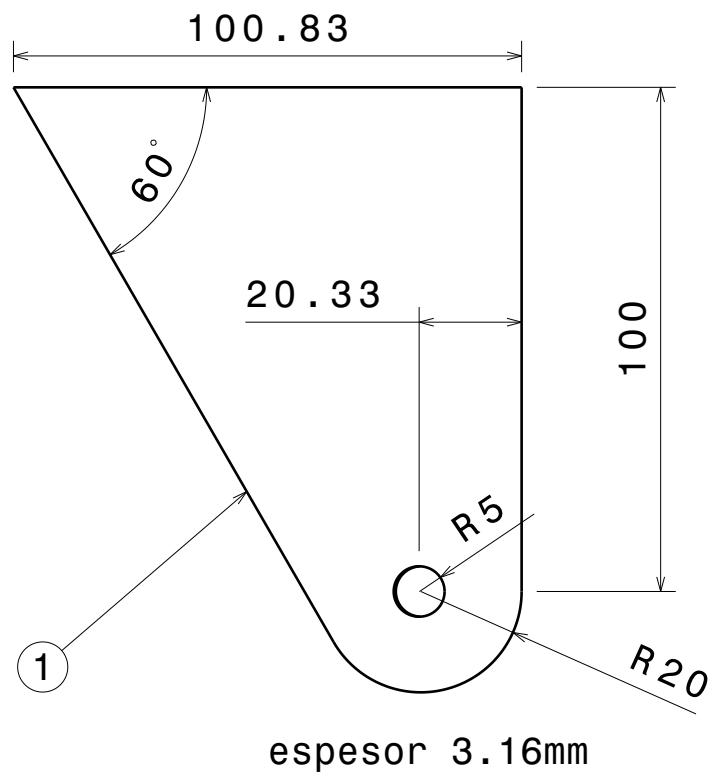


VENDA



✓ N10
Zona pegado-
LIJADO

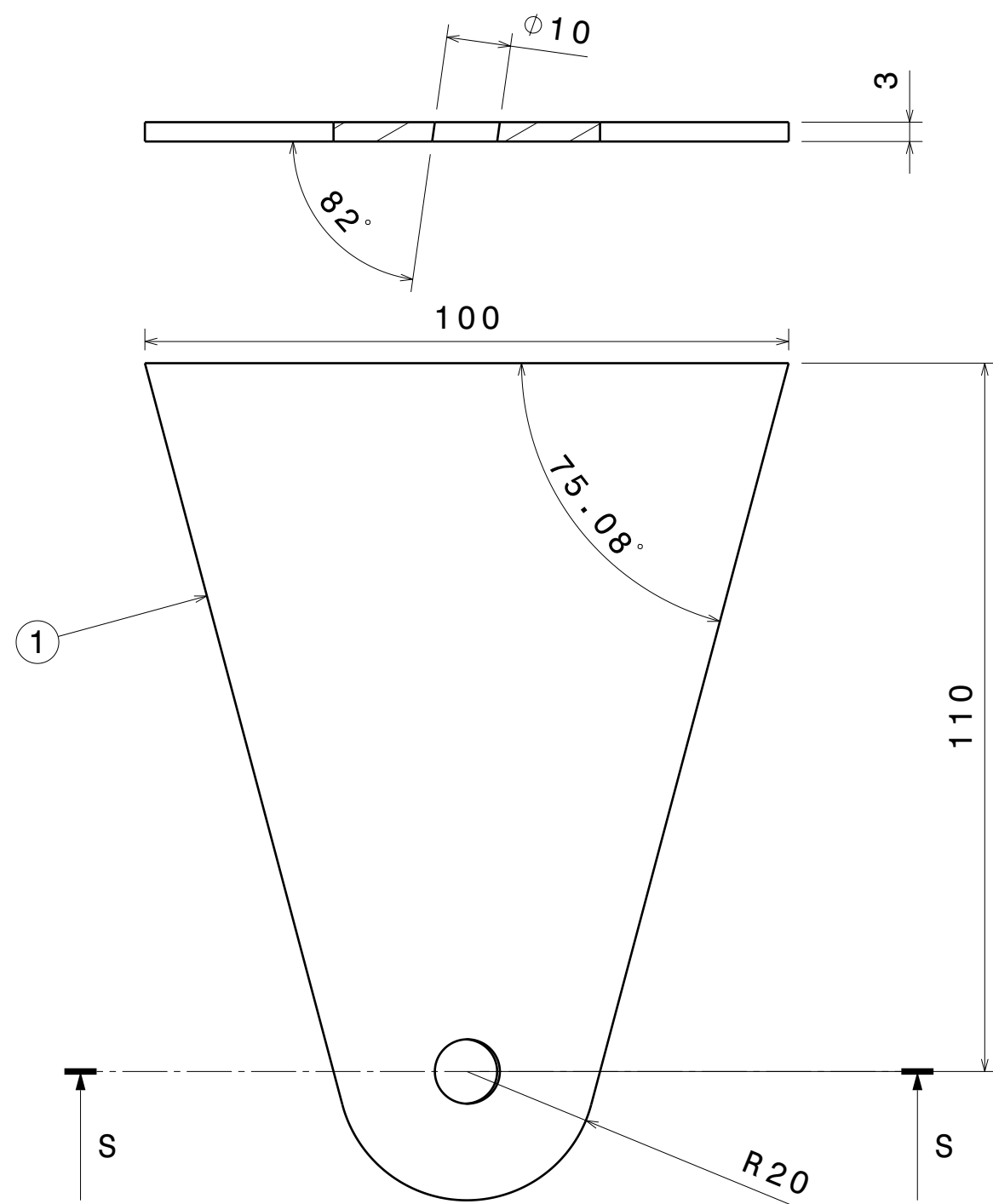
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO:		
		MÁSTER IMAC		ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO				REALIZADO: Aisa Egea, David		
				FIRMA:		
PLANO: VIGA DE MATERIAL COMPUESTO				FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
				22/09/14	1:2	2




Pieza	Material
1 chapa soporte superior dch	fibra de carbono
2 chapa soporte superior dch curvo	fibra de carbono
3 nucleo dch	Madera laminada

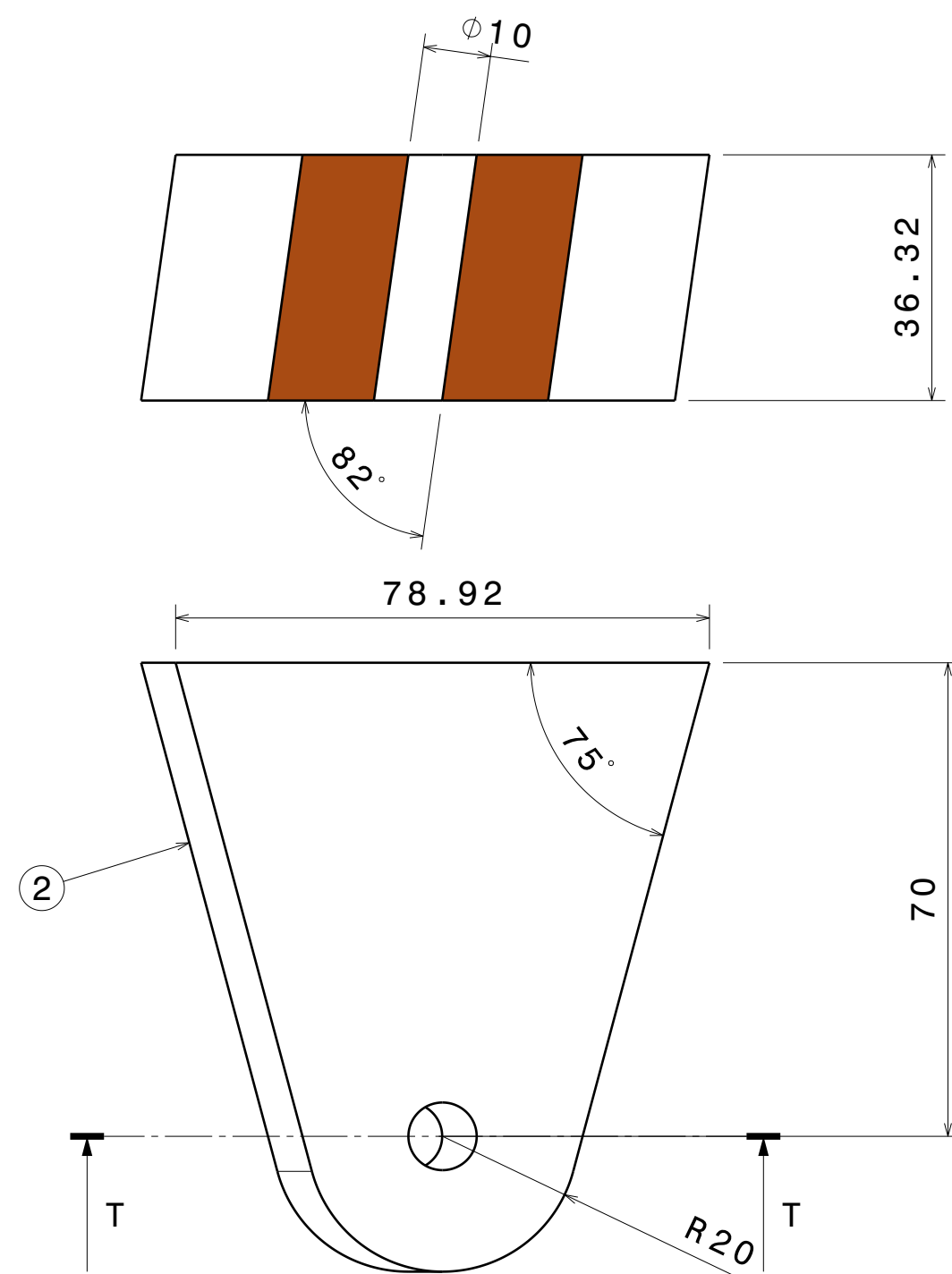
✓ N10
Zona pegado-
LIJADO

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO:		REALIZADO:		
BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO		Aisa Egea, David		
PLANO:		FIRMA:		
SOP LATERAL SUPERIOR DERECHO		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/09/14	2:3	3

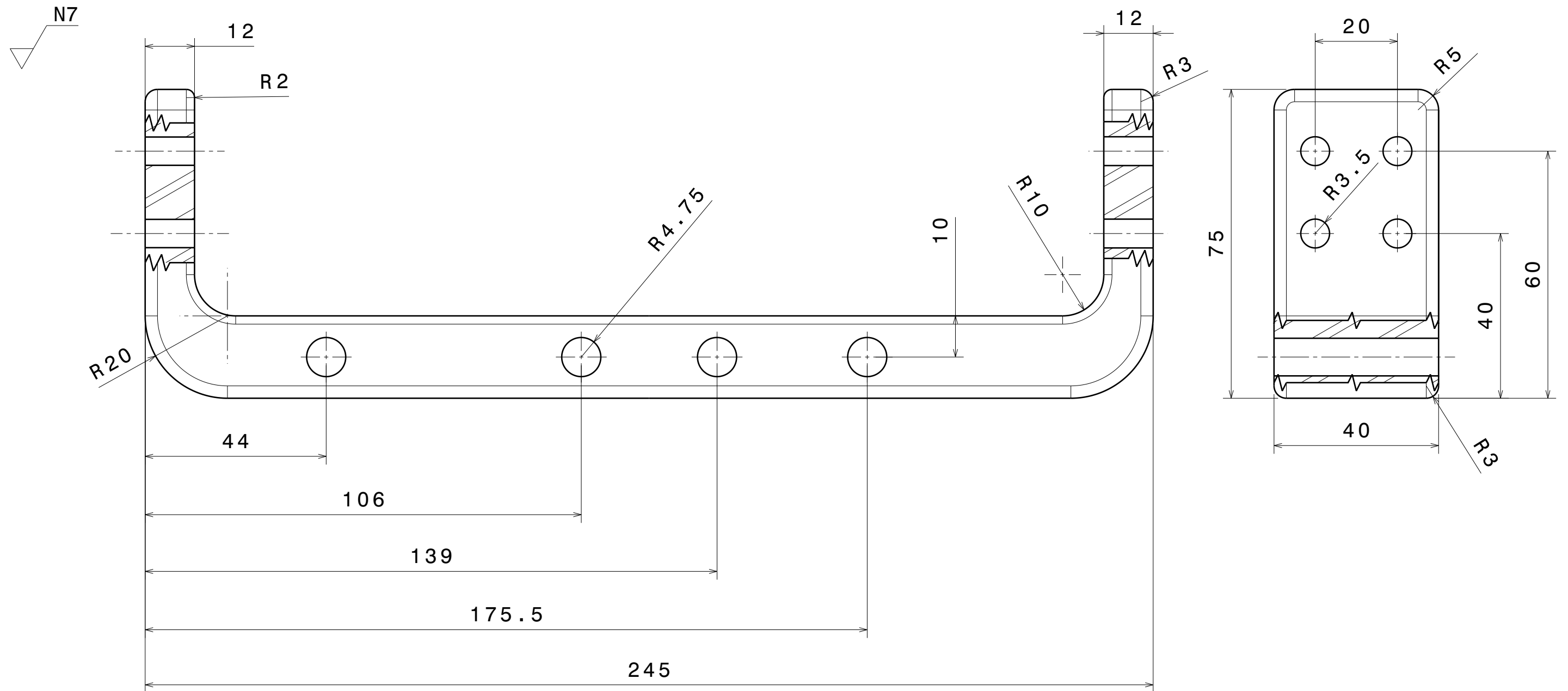


Pieza	Material
1 chapa soporte superior izq	fibra de carbono
2 nucleo izq	Madera laminada

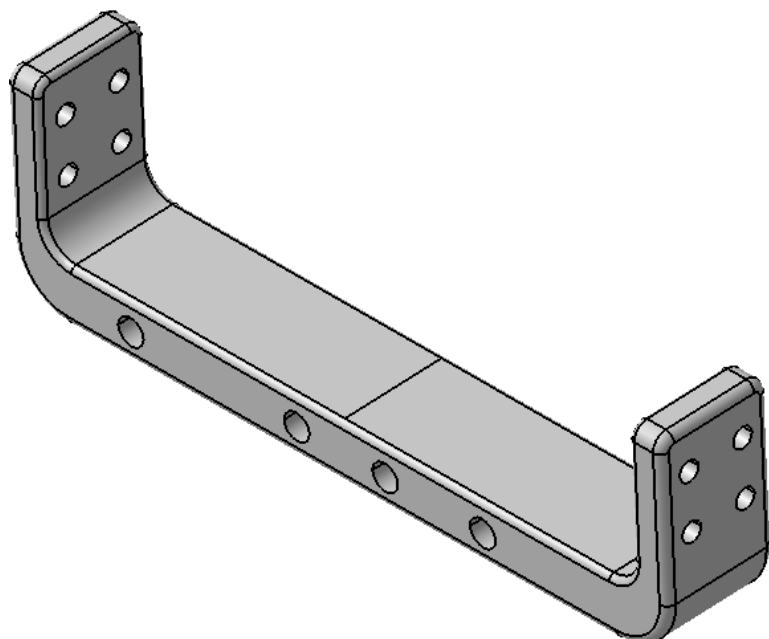

 N10
 Zona pegado-LIJADO



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO:		REALIZADO:		
BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO		Aisa Egea, David		
PLANO:		FIRMA:		
SOP LATERAL SUPERIOR IZQUIERDO		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/09/14	1:1	4

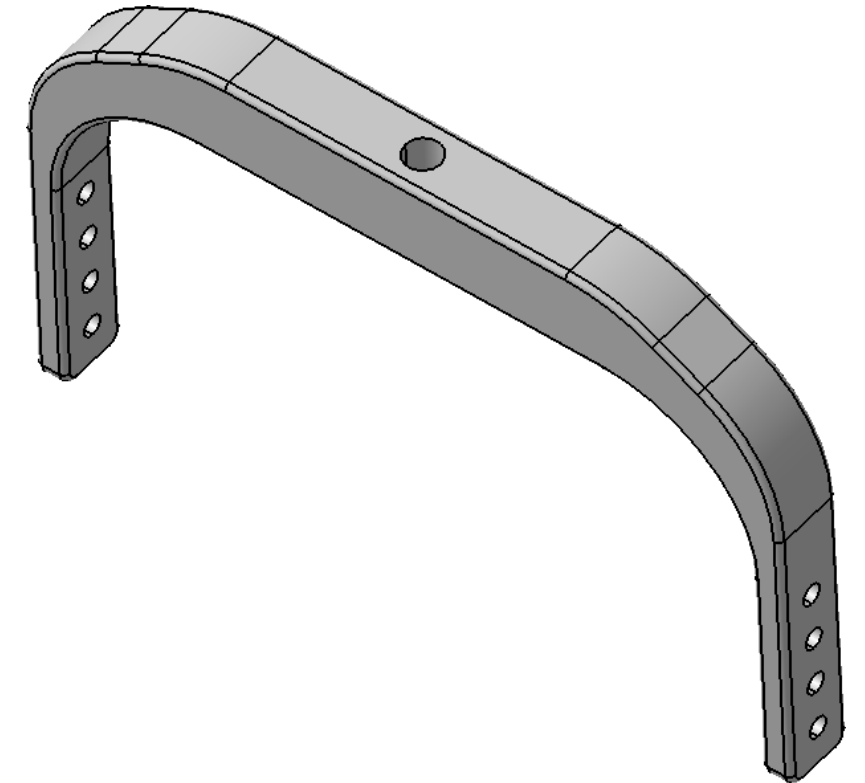
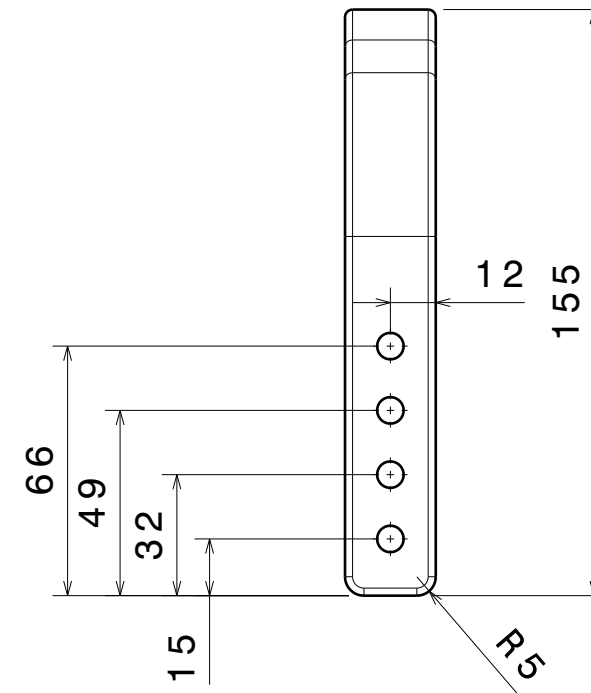
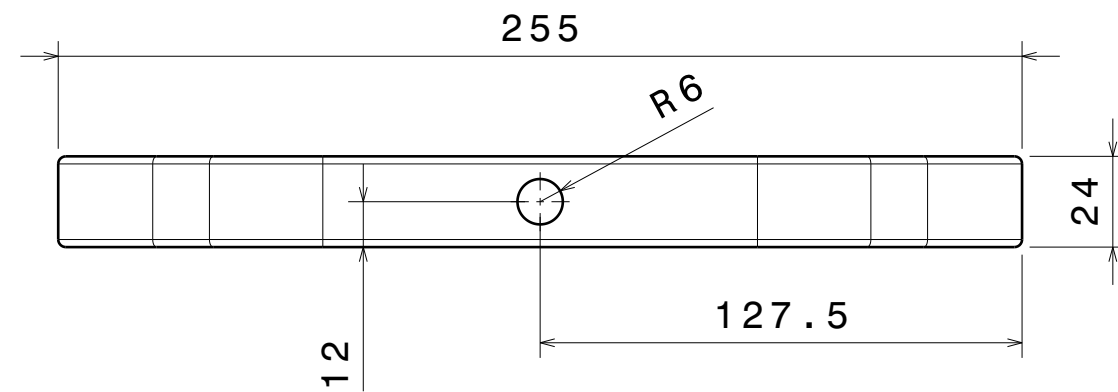
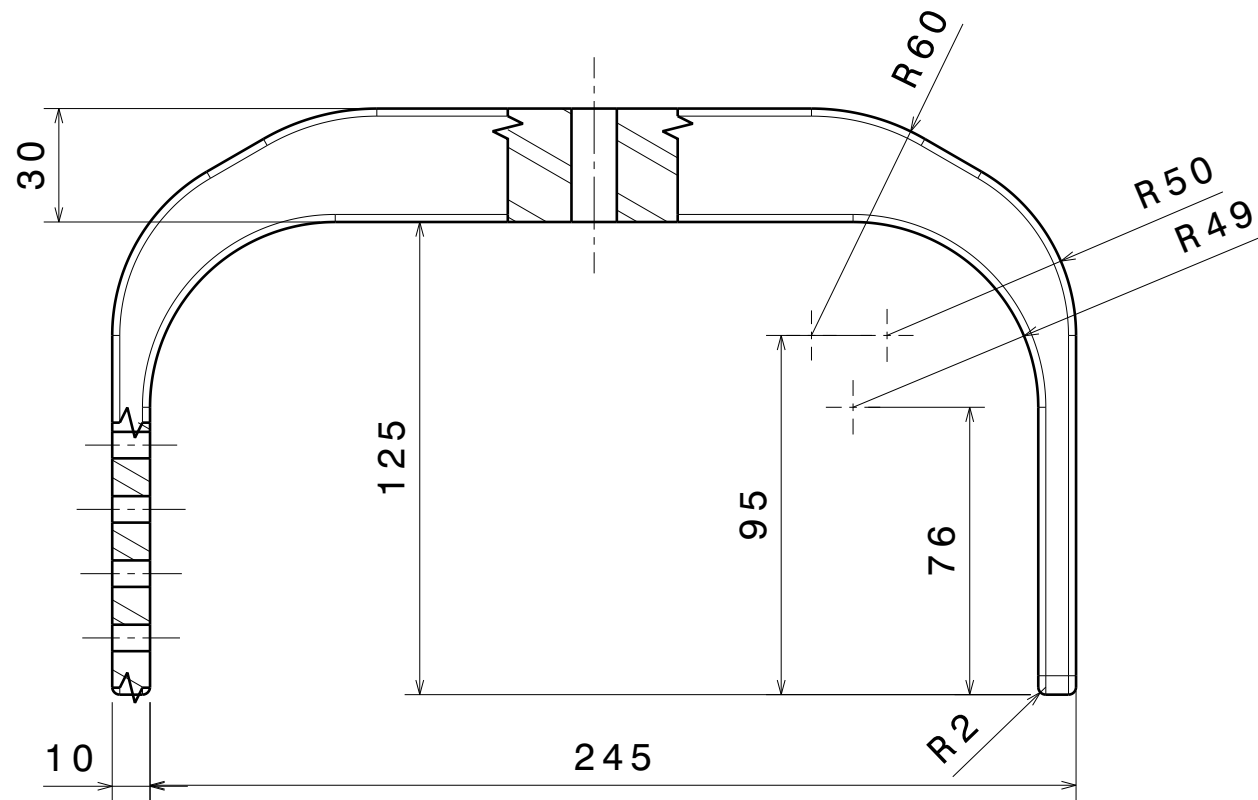


Todas las cotas
están en mm



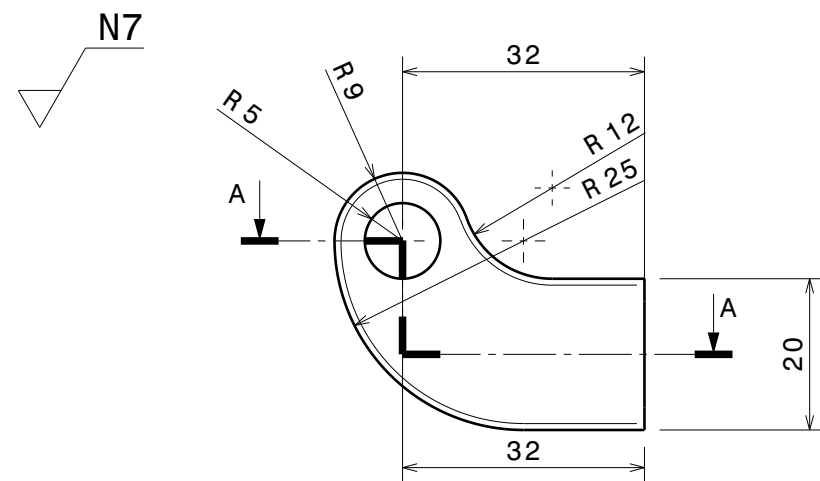
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO:		REALIZADO:		
BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO		Rojas Cajas, Diego A.		
PLANO:		FIRMA:		
SOPORTE LINKS		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/09/14	1:1	7

N7

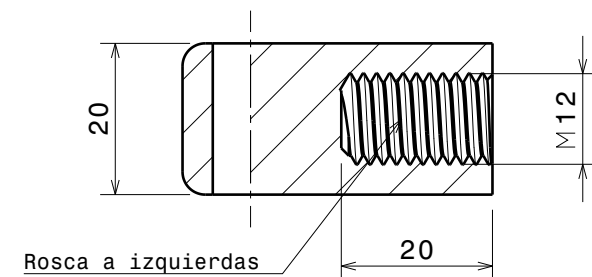


Todas las cotas
están en mm

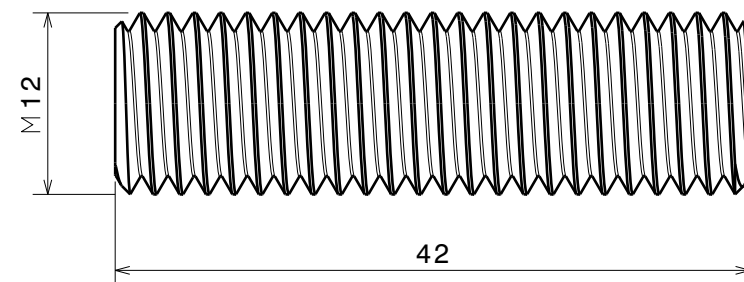
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC		ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO			REALIZADO: Rojas Cajas, Diego A.		
			FIRMA:		
PLANO: SOPORTE DEL MUELLE			FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
			22/09/14	1:2	8



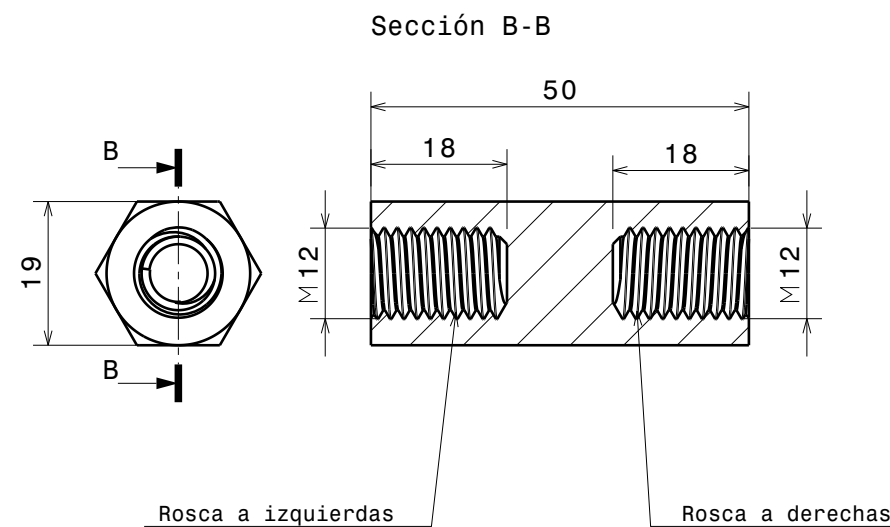
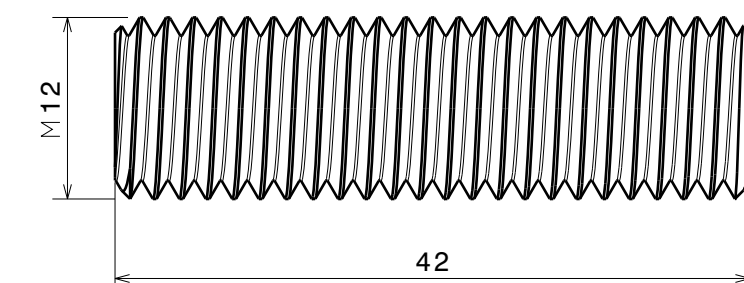
Sección A-A



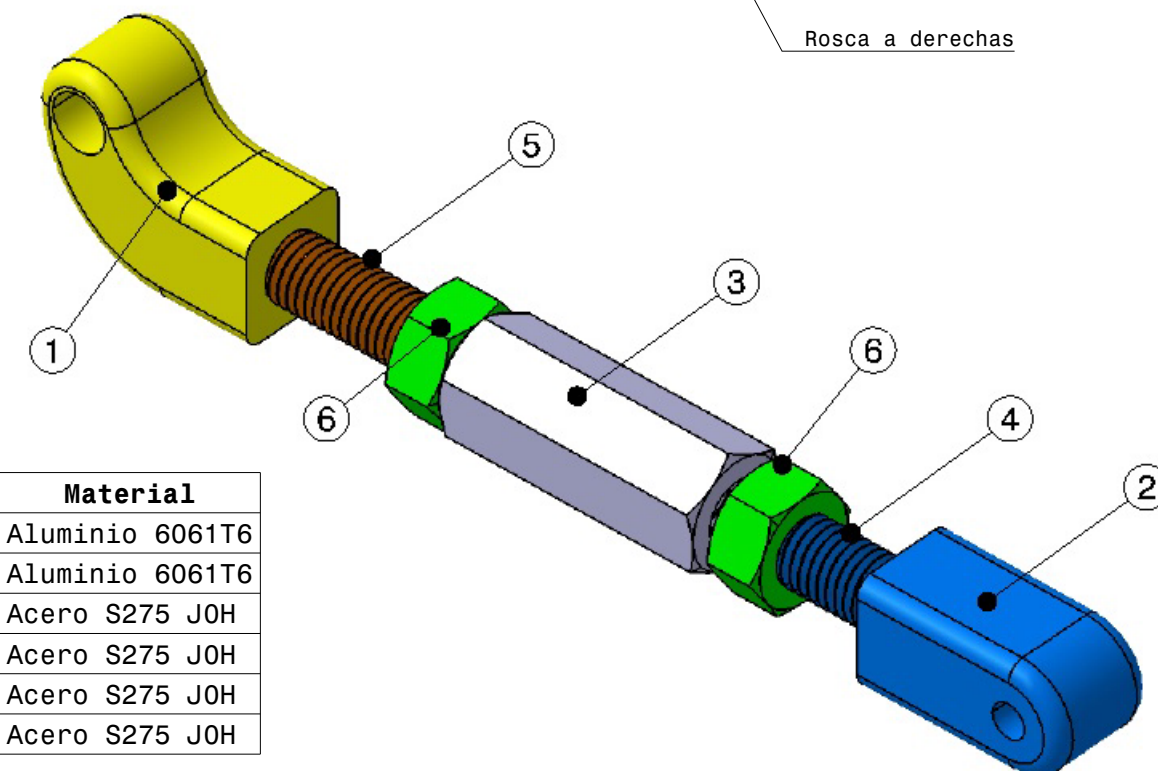
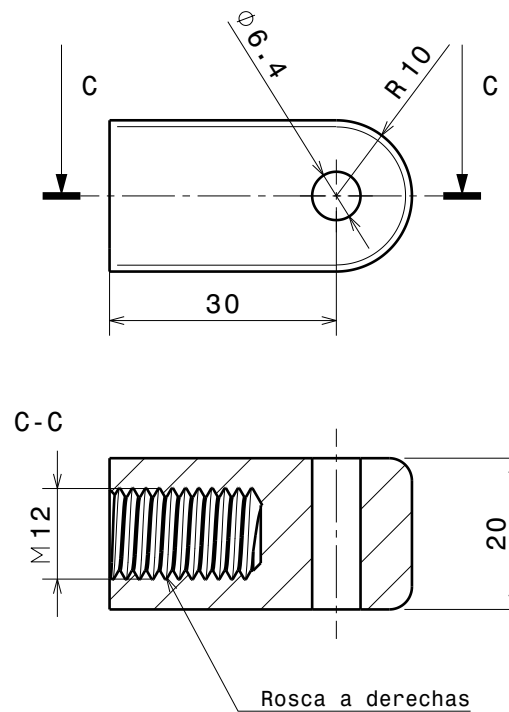
VARILLA ROSCADA I
Rosca a izquierdas
Escala 2:1



VARILLA ROSCADA II
Rosca a derechas
Escala 2:1




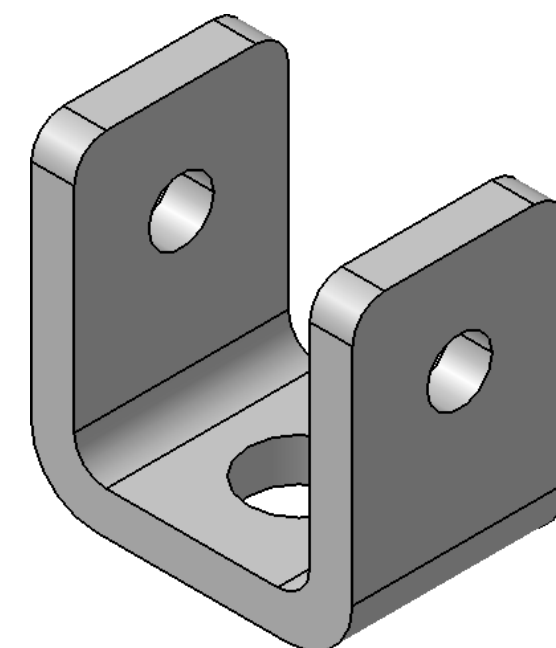
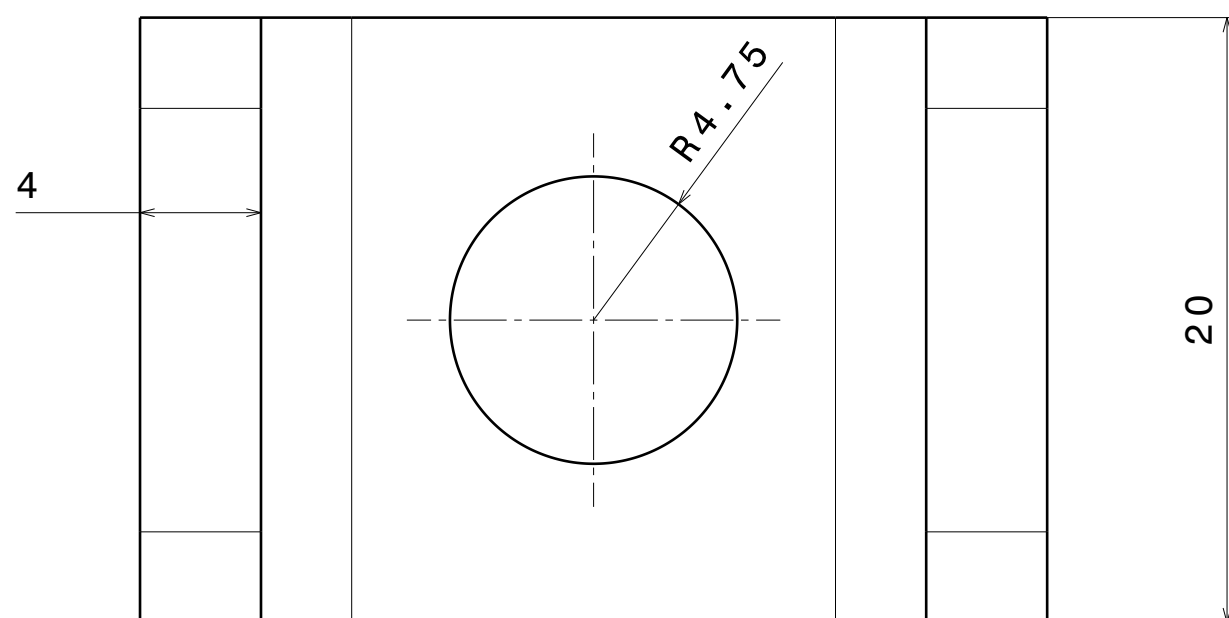
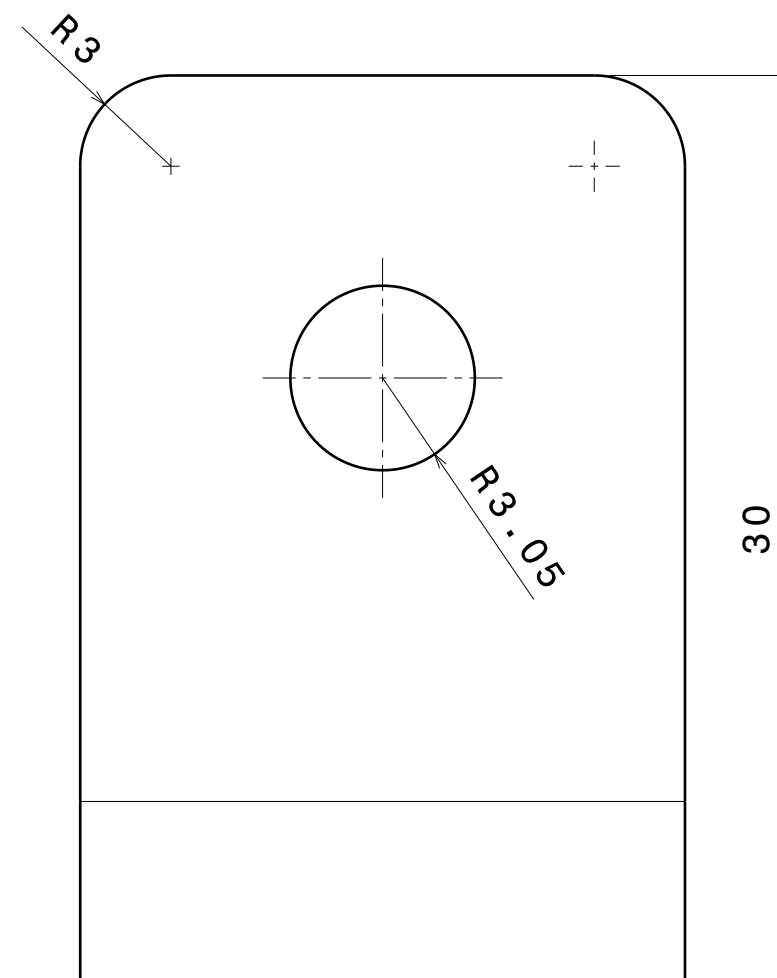
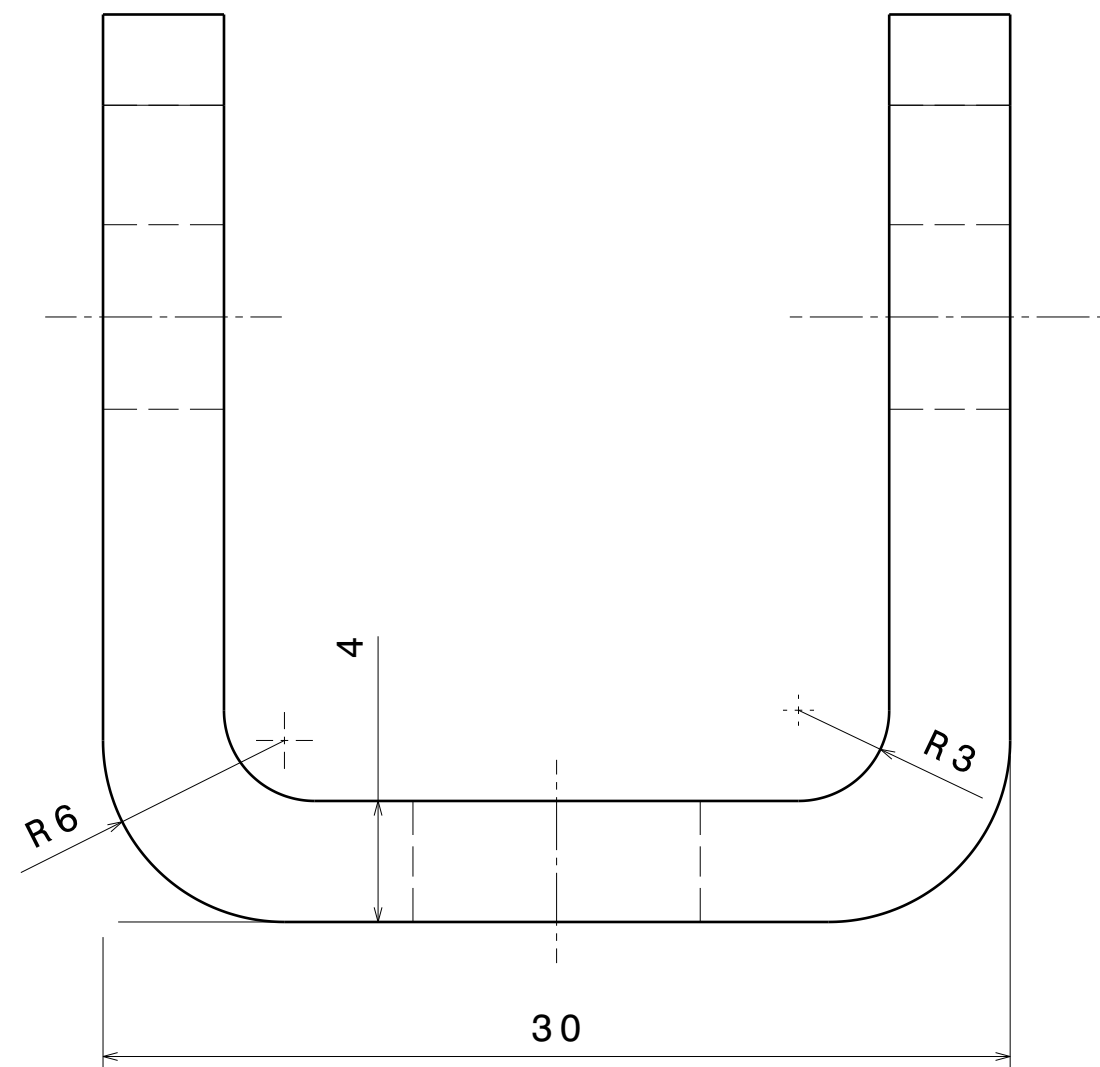
Sección C-C




Nº	Nombre	Cant.	Material
1	Pieza 1 Sop inferior	2	Aluminio 6061T6
2	Pieza 2 Sop inferior	2	Aluminio 6061T6
3	Pieza central	2	Acero S275 JOH
4	Varilla rosca izquierdas	2	Acero S275 JOH
5	Varilla rosca derechas	2	Acero S275 JOH
6	Tuerca DIN 934 M12	4	Acero S275 JOH

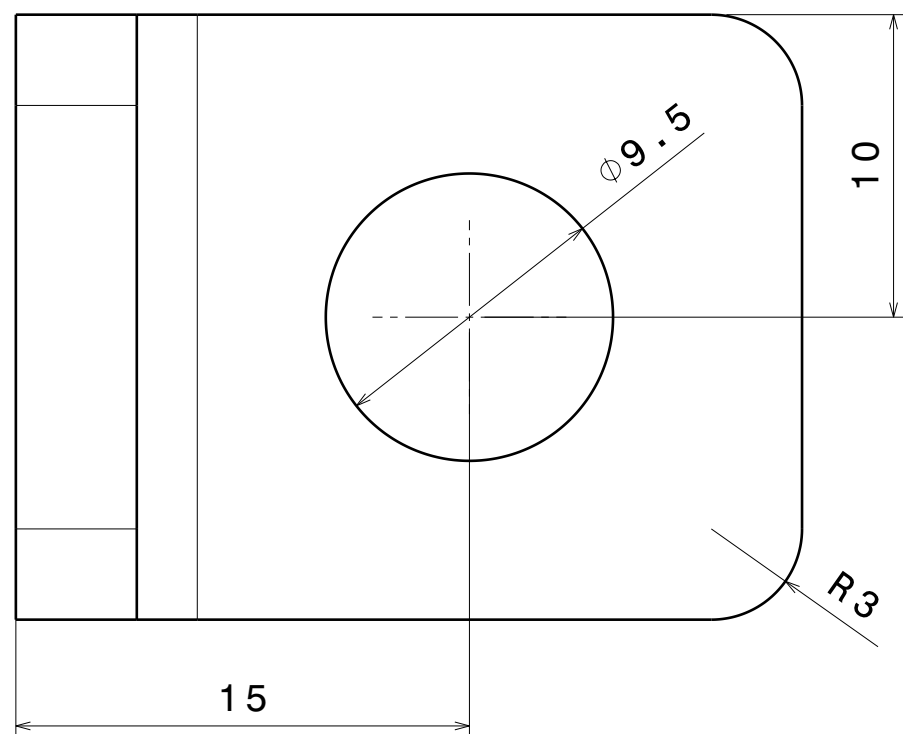
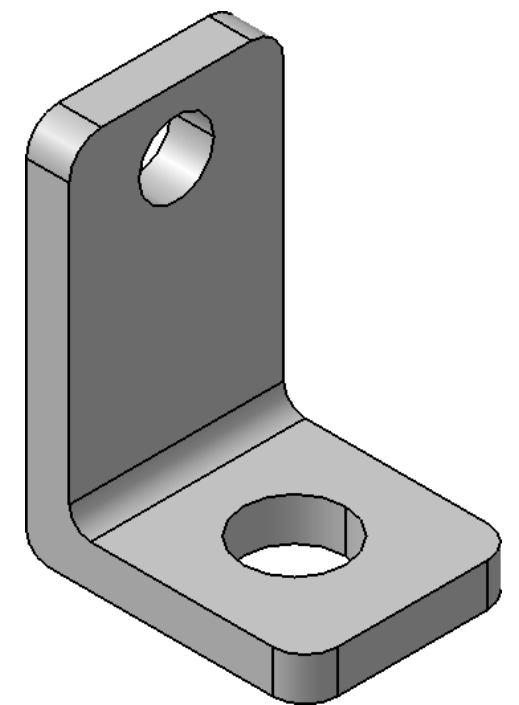
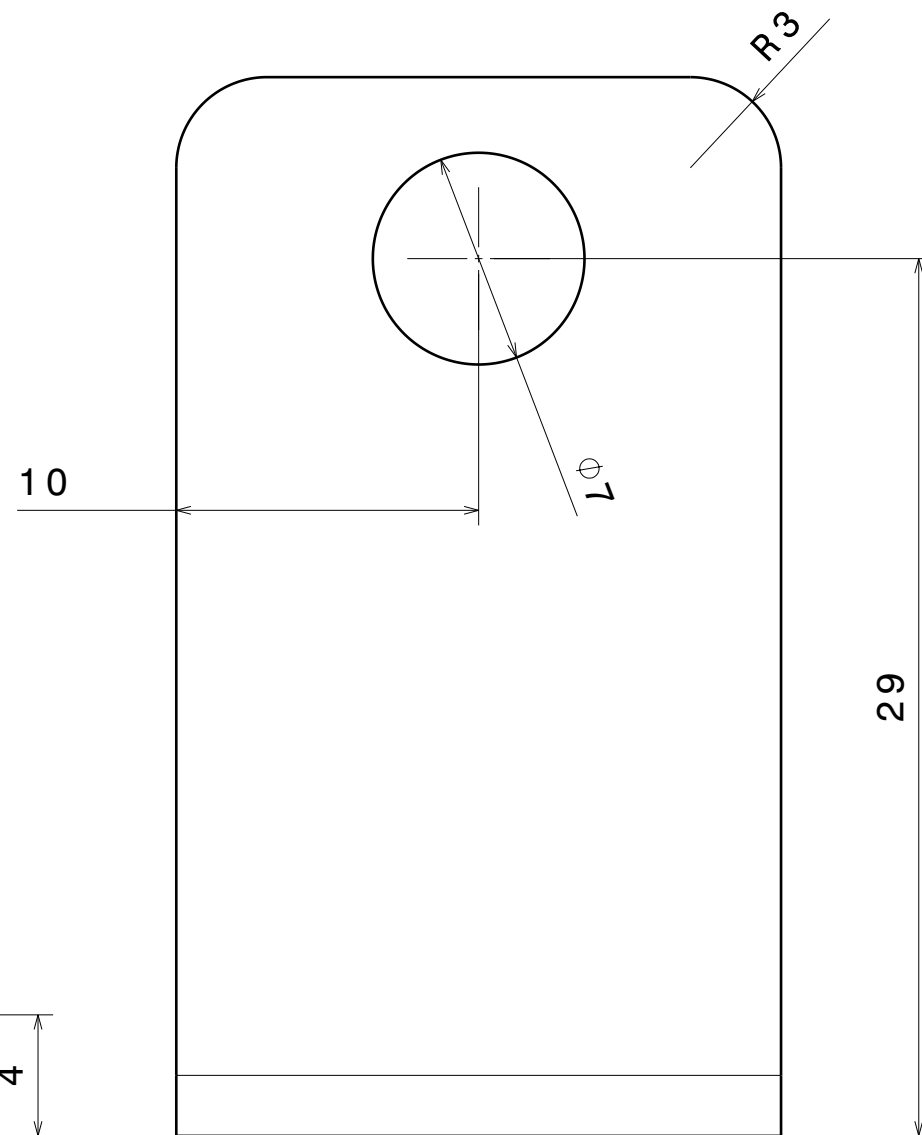
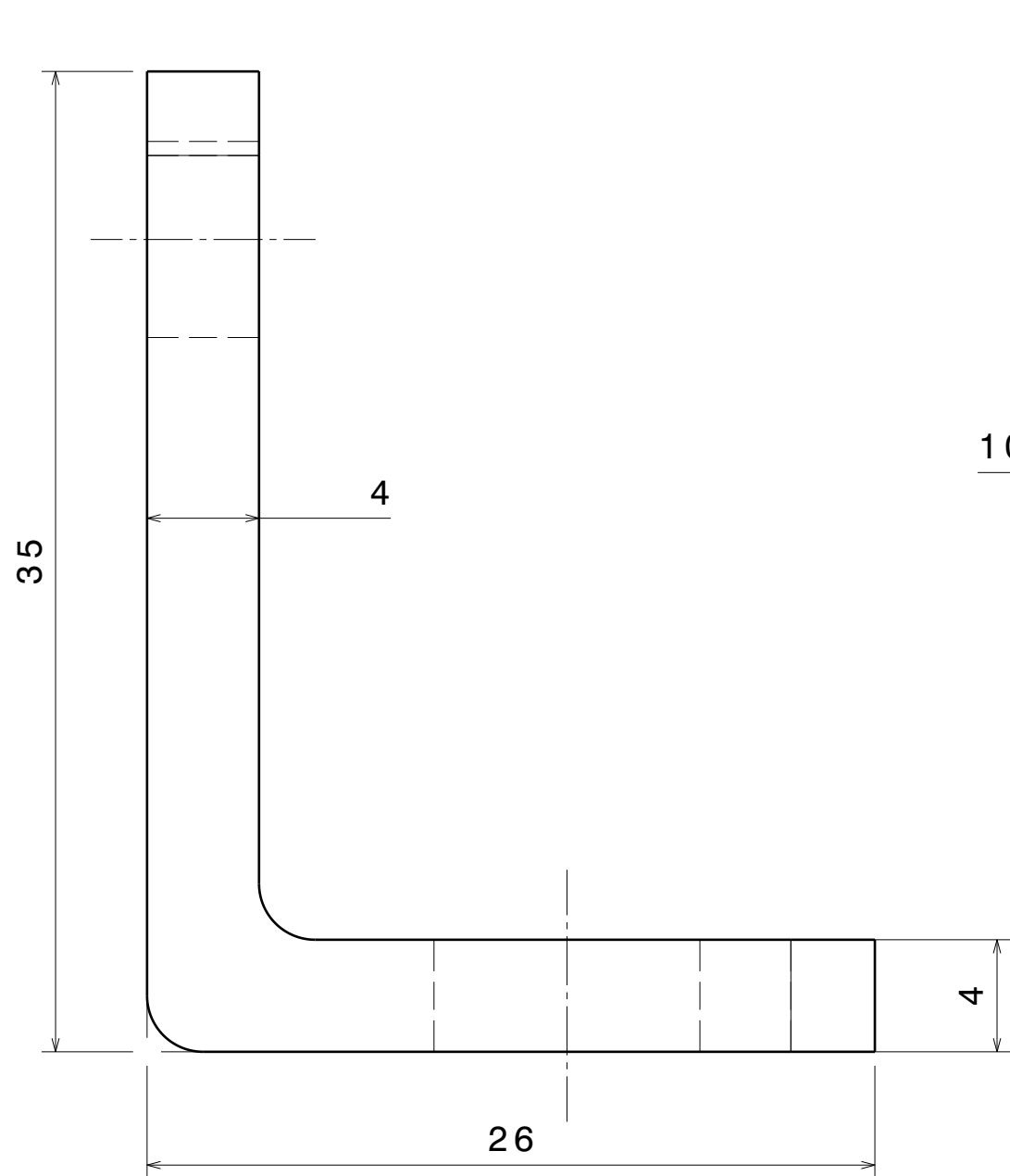
Todas las cotas están en mm
Redondeos no acotados = R3

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO:		REALIZADO:		
BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO		Rojas Cajas, Diego A.		
PLANO:		FIRMA:		
SOPORTE INFERIOR		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/09/14	Varias	9



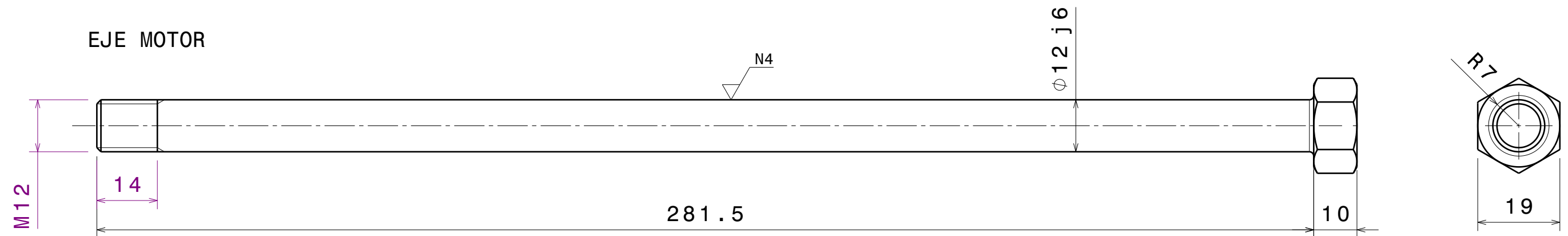
Todas las cotas están en mm

 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO		REALIZADO: Rojas Cajas, Diego A.		
		FIRMA:		
PLANO: U SOPORTE LINKS		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO
		22/09/14	4 : 1	10

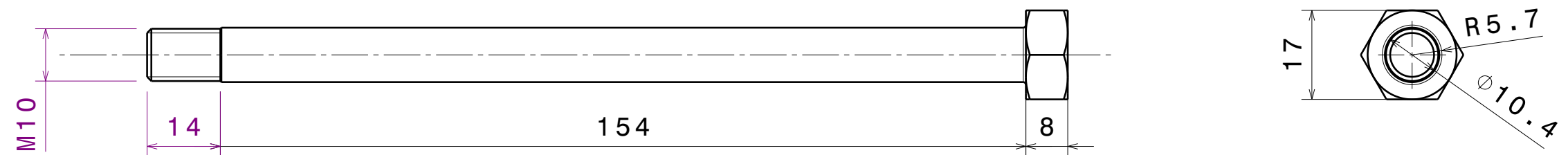


Todas las cotas
están en mm

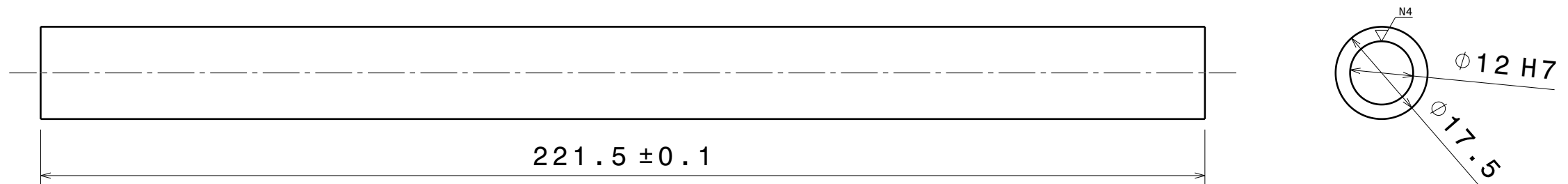
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
		MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO			REALIZADO: Rojas Cajas, Diego A.		
			FIRMA:		
PLANO: PIPA DIRECCIÓN			FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
			22/09/14	4:1	11



EJE SOPORTE INFERIOR-MOTOR



CASQUILLO EJE MOTOR

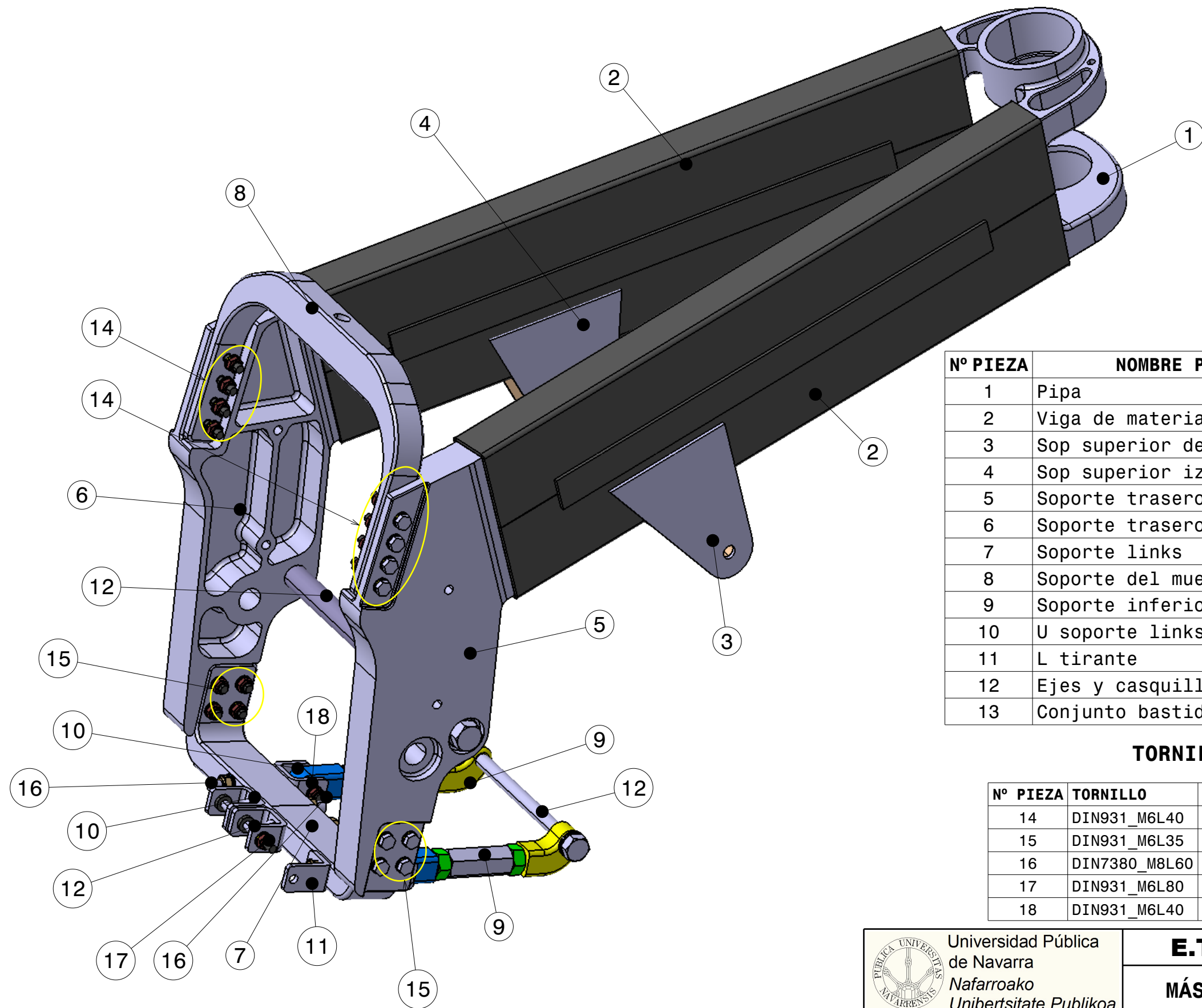


Todas las cotas
están en mm

TORNILLERIA EJES

EJES	TUERCA	CANT	ARANDELA	CANT
EJE MOTOR	DIN985_M12	1	DIN125A_M12	2
EJE SOP INFERIOR	DIN985_M10	1	DIN125A_M12	2

 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC		ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO			REALIZADO: Rojas Cajas, Diego A.		
			FIRMA:		
PLANO: EJES Y CASQUILLOS			FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
			22/09/14	1:1	12

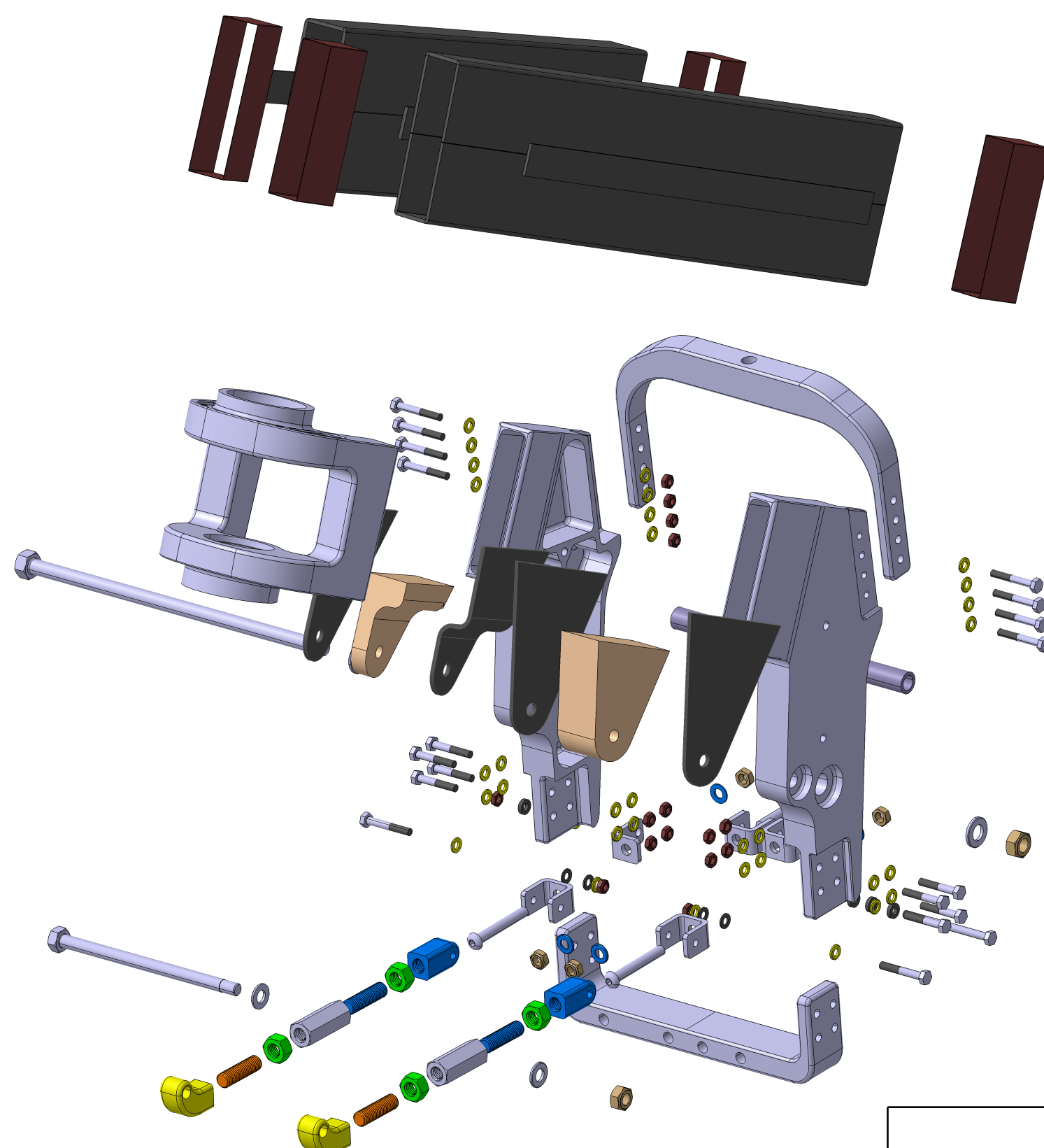


Nº PIEZA	NOMBRE PIEZA	CANT.	MATERIAL
1	Pipa	1	Aluminio 6061T6
2	Viga de material compuesto	2	Fibra de carbono
3	Sop superior derecho	1	En plano
4	Sop superior izquierdo	1	En plano
5	Soporte trasero derecho	1	Aluminio 6061T6
6	Soporte trasero izquierdo	1	Aluminio 6061T6
7	Soporte links	1	Aluminio 6061T6
8	Soporte del muelle	1	Aluminio 6061T6
9	Soporte inferior	2	En plano
10	U soporte links	4	Acero S275 JOH
11	L tirante	1	Acero S275 JOH
12	Ejes y casquillos	-	Acero S275 JOH
13	Conjunto bastidor	-	

TORNILLERIA SOPORTES

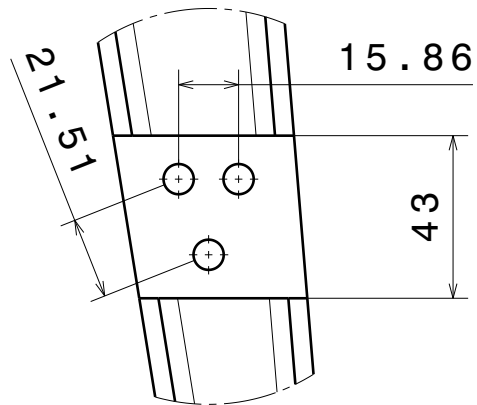
Nº PIEZA	TORNILLO	CANT	TUERCA	CANT	ARANDELA	CANT
14	DIN931_M6L40	8	DIN985_M6	8	DIN125A_M6	16
15	DIN931_M6L35	8	DIN985_M6	8	DIN125A_M6	16
16	DIN7380_M8L60	4	DIN985_M8	4	DIN125A_M8	4
17	DIN931_M6L80	1	DIN985_M6	1	DIN125A_M6	2
18	DIN931_M6L40	1	DIN985_M6	1	DIN125A_M6	4

	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
		MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO:		REALIZADO:			
BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO		Rojas Cajas, Diego A.			
PLANO:		FIRMA:			
CONJUNTO BASTIDOR		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:	
		22/09/14	1:3	13	

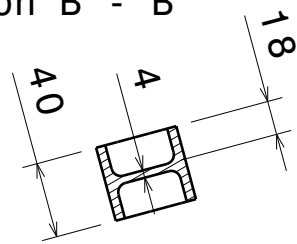


 <div>idad Pública varra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO:		REALIZADO:		
BASTIDOR DE FIBRA DE CARBONO Y ALUMINIO		David Aisa Egea		
PLANO:		FIRMA:		
EXPLOSIONADO CONJUNTO		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/09/14	1:4	14

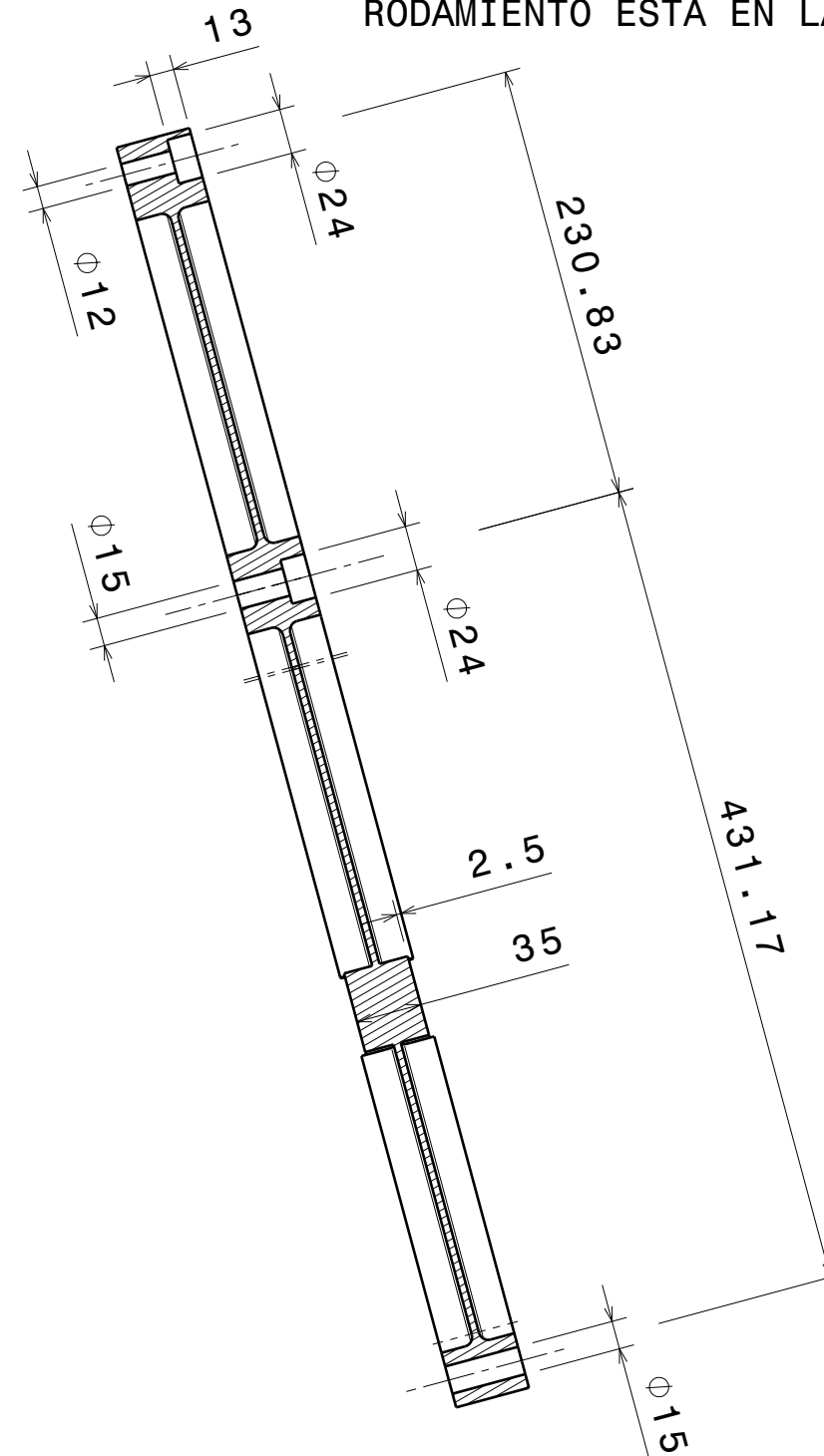
Detalle C
Escala 1:2



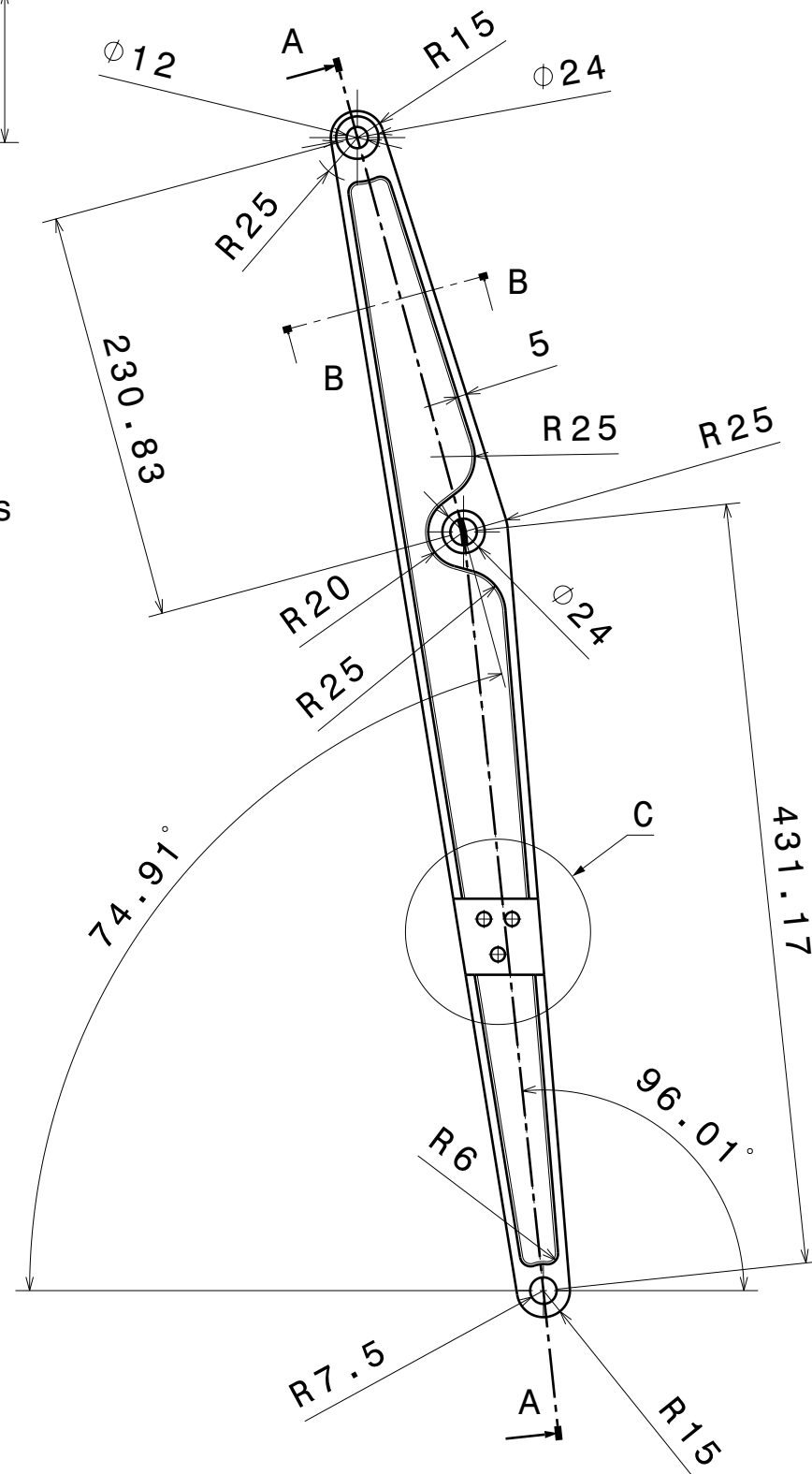
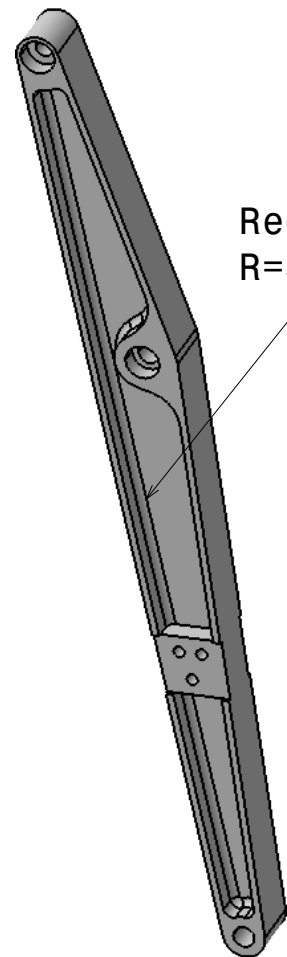
Sección B - B




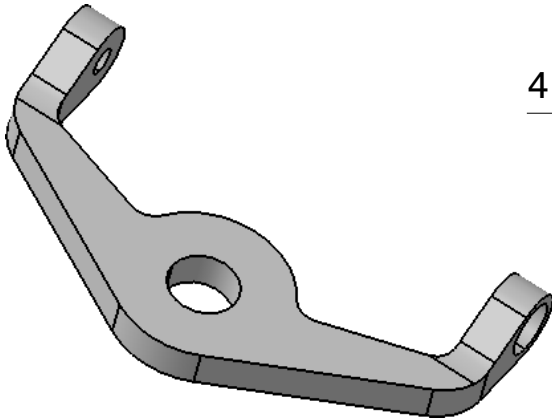
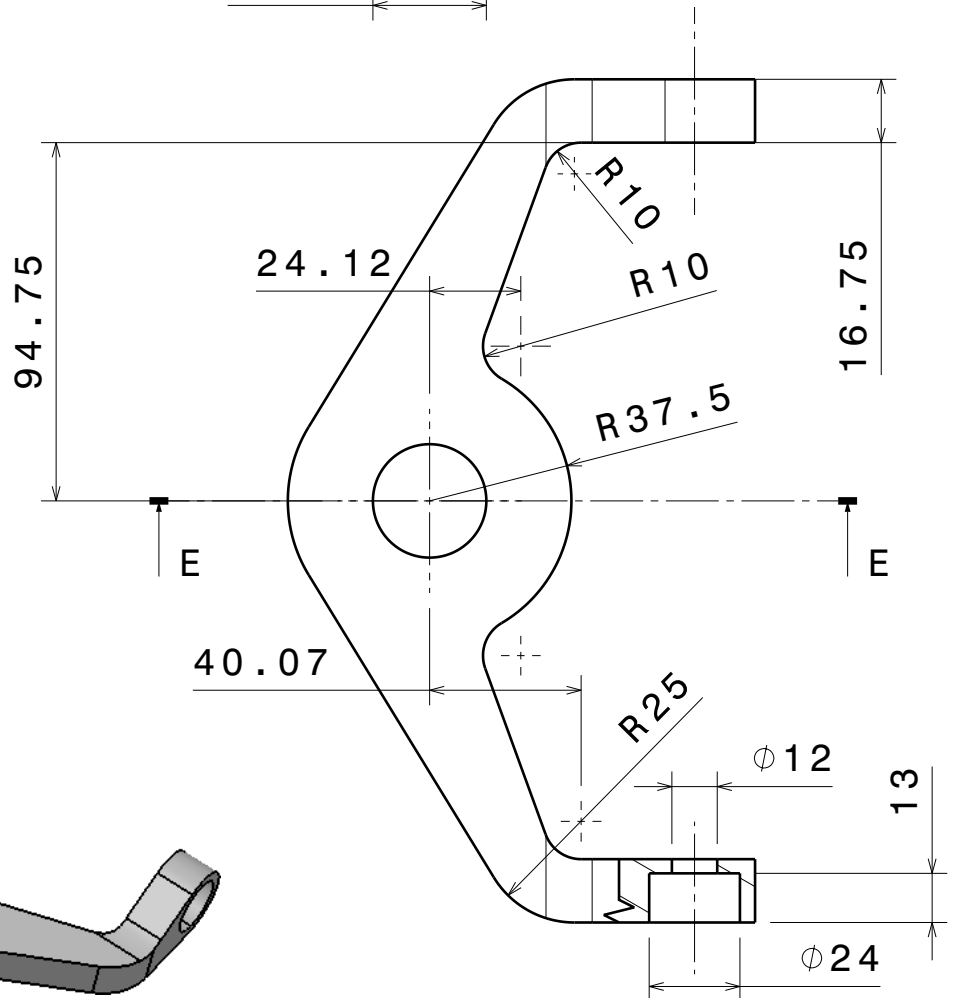
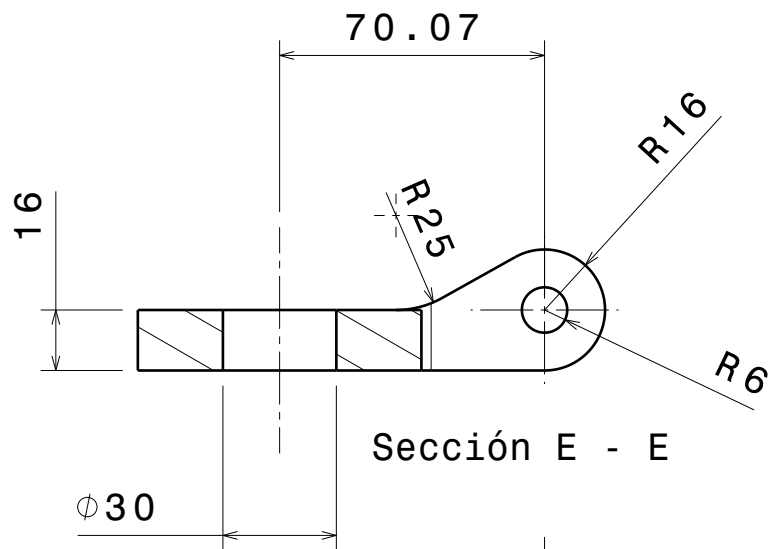
LA VIGA DERECHA ES IGUAL CON LA
DIFERENCIA DE QUE EL HUECO PARA EL
RODAMIENTO ESTÁ EN LA OTRA CARA



Redondeo interiores
R=5 mm



	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO:		
		MÁSTER IMAC		ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: SUSPENSIÓN ALTERNATIVA				REALIZADO: Aisa Egea David		
				FIRMA:		
PLANO: VIGAS				FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
				22/09/14	1:4	1



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

MÁSTER IMAC

DEPARTAMENTO:

**ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y
DE MATERIALES**

PROYECTO:

SUSPENSIÓN ALTERNATIVA

REALIZADO:

Aisa Egea, David

FIRMA:

PLANO:

TIJA SUPERIOR

FECHA:

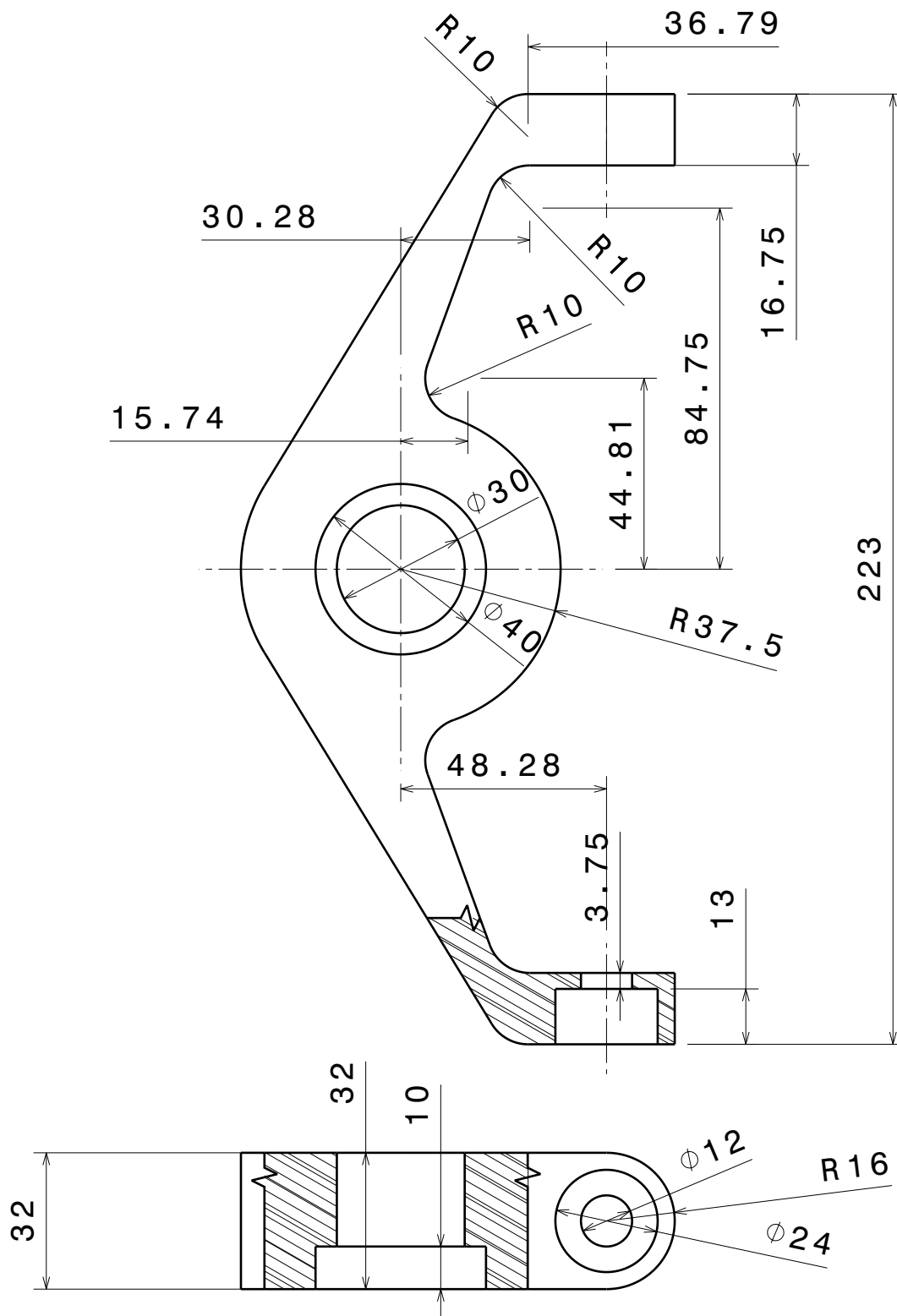
22/09/14

ESCALA:

1:2

Nº PLANO:

2



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

MÁSTER IMAC

DEPARTAMENTO:

**ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y
DE MATERIALES**

PROYECTO:

SUSPENSIÓN ALTERNATIVA

REALIZADO:

Aisa Egea, David

FIRMA:

PLANO:

TIJA INFERIOR

FECHA:

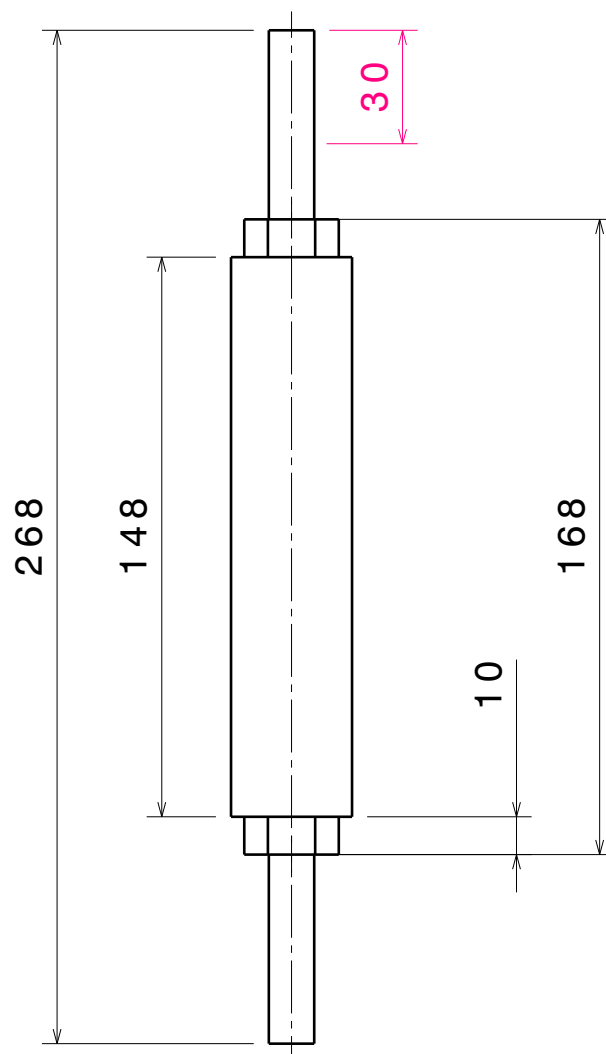
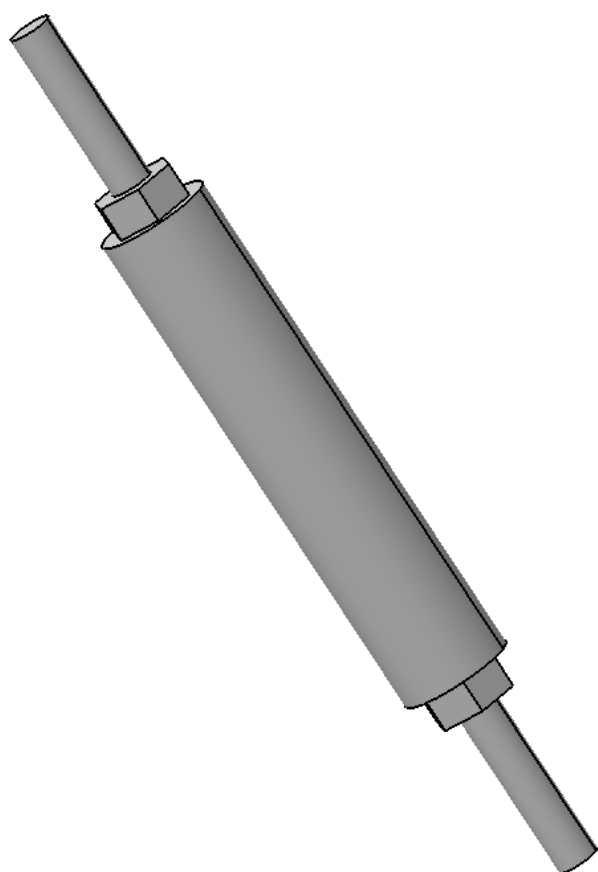
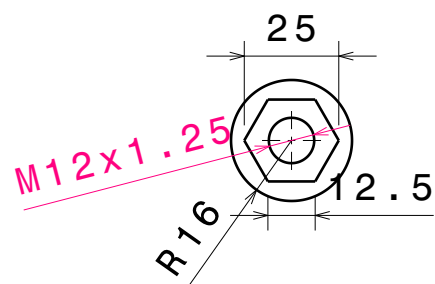
22/09/14


ESCALA:

2:3

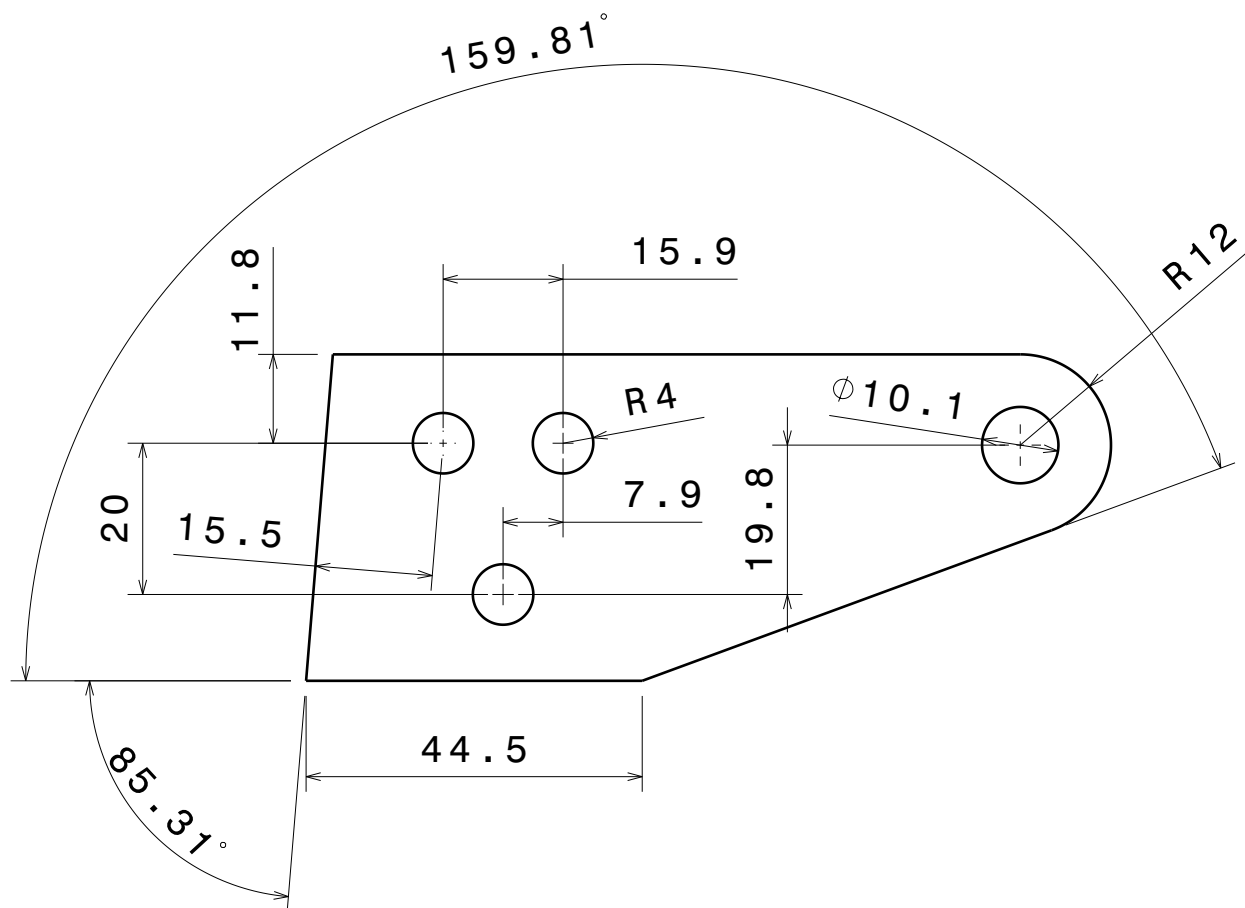
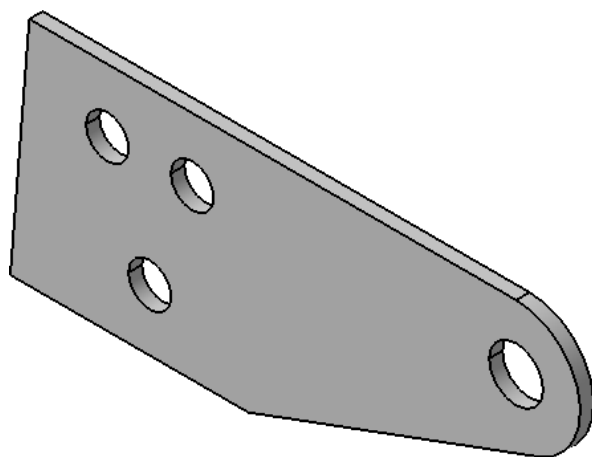
Nº PLANO:

3



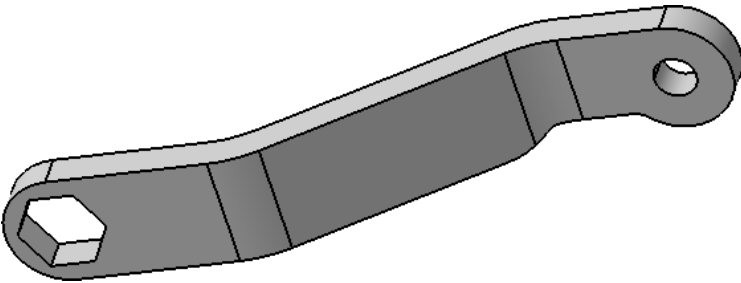
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC		ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: SUSPENSIÓN ALTERNATIVA			REALIZADO: Aisa Egea, David		
			FIRMA:		
PLANO: EJE BIELETAS			FECHA: 22/09/14	ESCALA: 1:2	Nº PLANO 4

Chapa metálica de espesor 2,5 mm

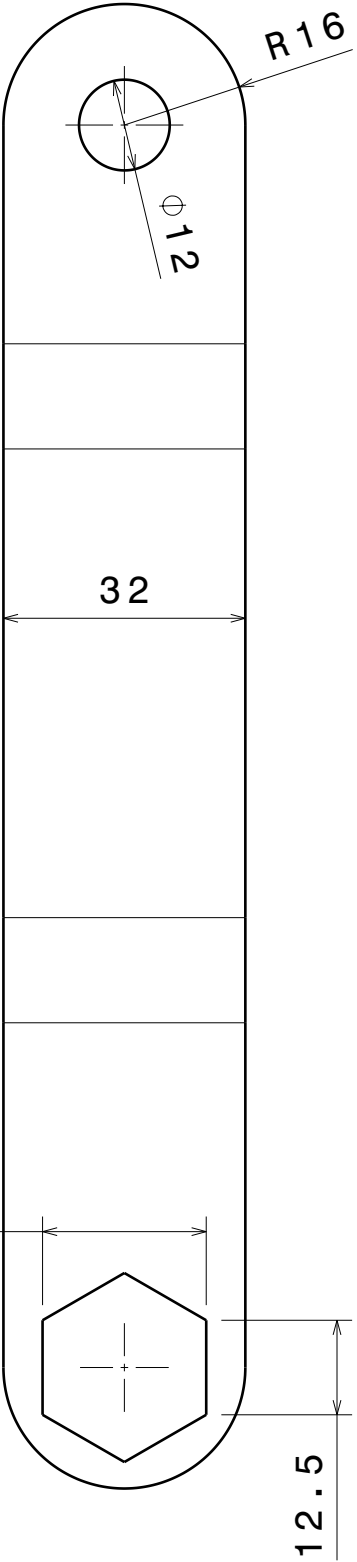
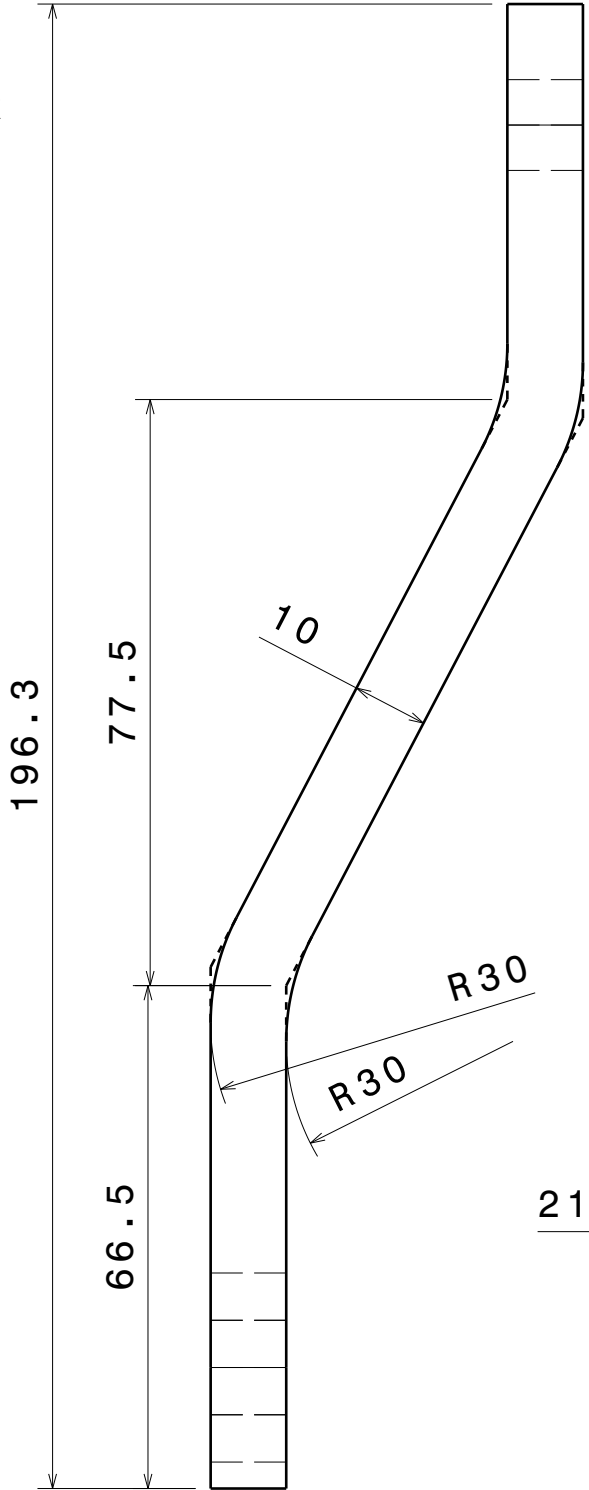
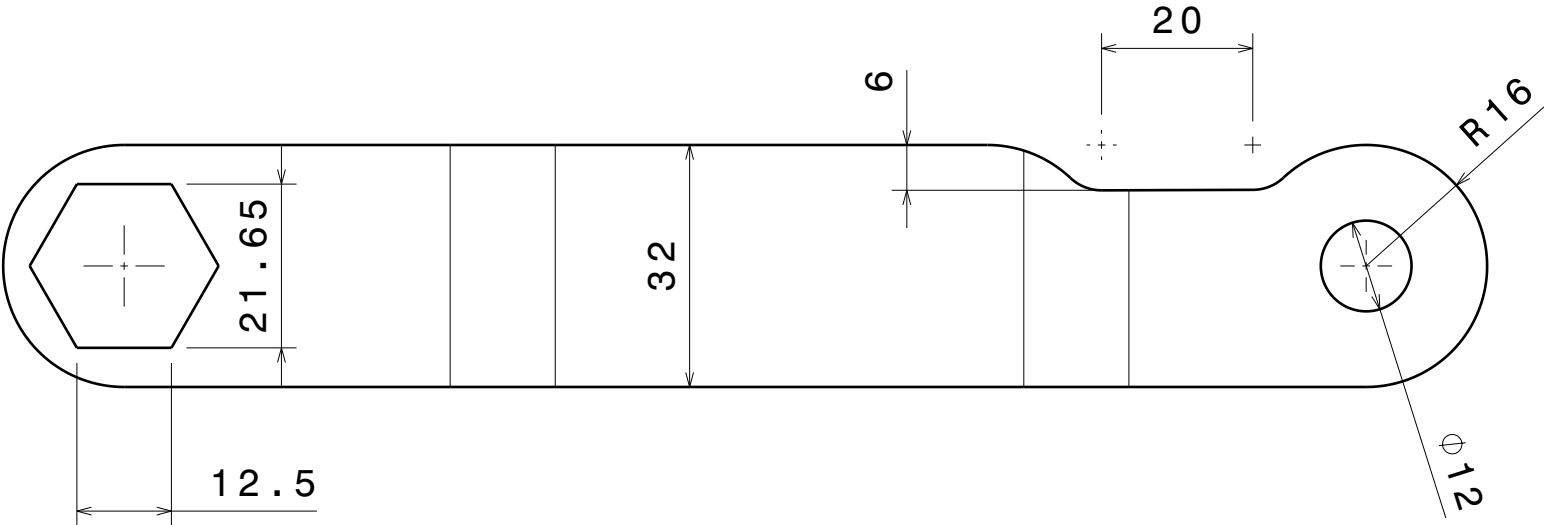
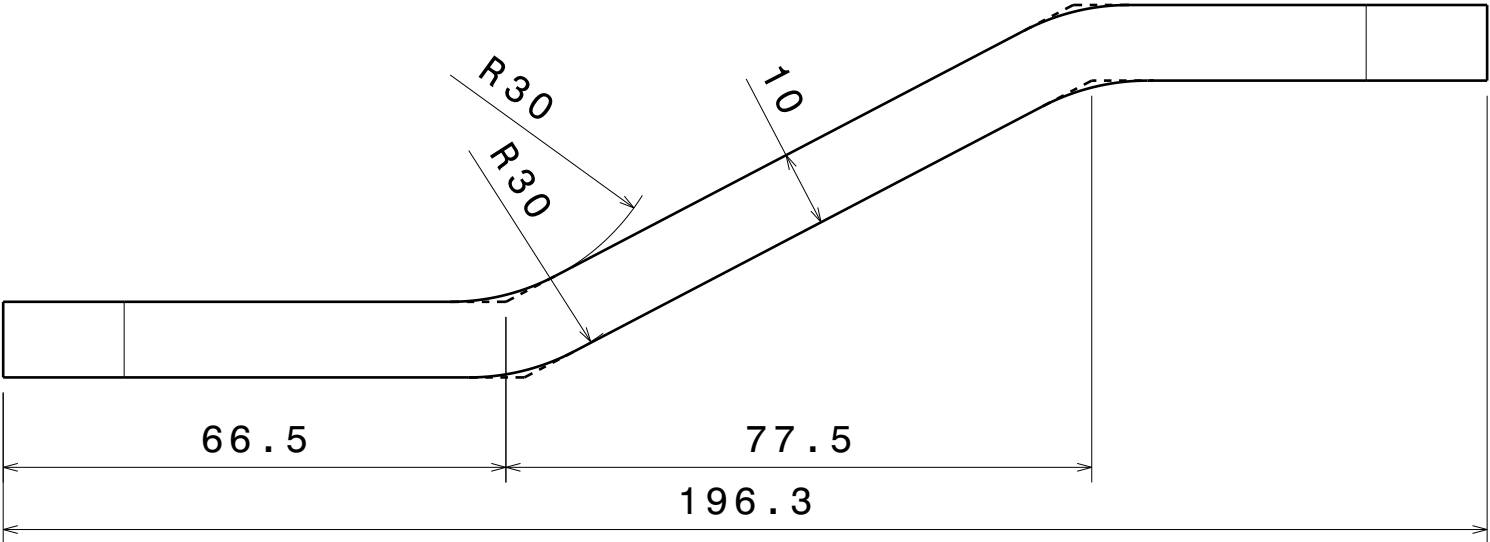
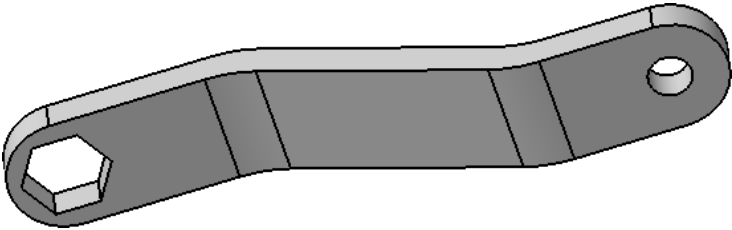


 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO:		
	MÁSTER IMAC		ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: SUSPENSIÓN ALTERNATIVA			REALIZADO: Aisa Egea, David		
			FIRMA:		
PLANO: CHAPA AMORTIGUADOR			FECHA: 22/09/14	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 5

BRAZO INFERIOR



BRAZO SUPERIOR



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

MÁSTER IMAC

DEPARTAMENTO:

ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y
DE MATERIALES

PROYECTO:

SUSPENSIÓN ALTERNATIVA

REALIZADO:

Aisa Egea, David

FIRMA:

PLANO:

BRAZOS BIELETAS

FECHA:

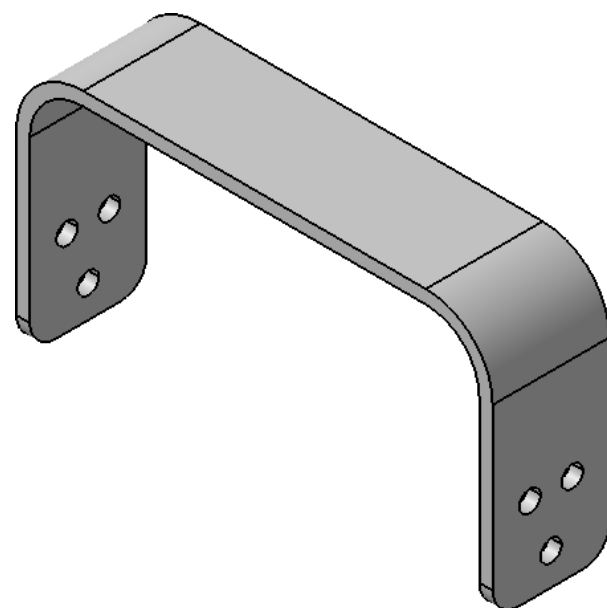
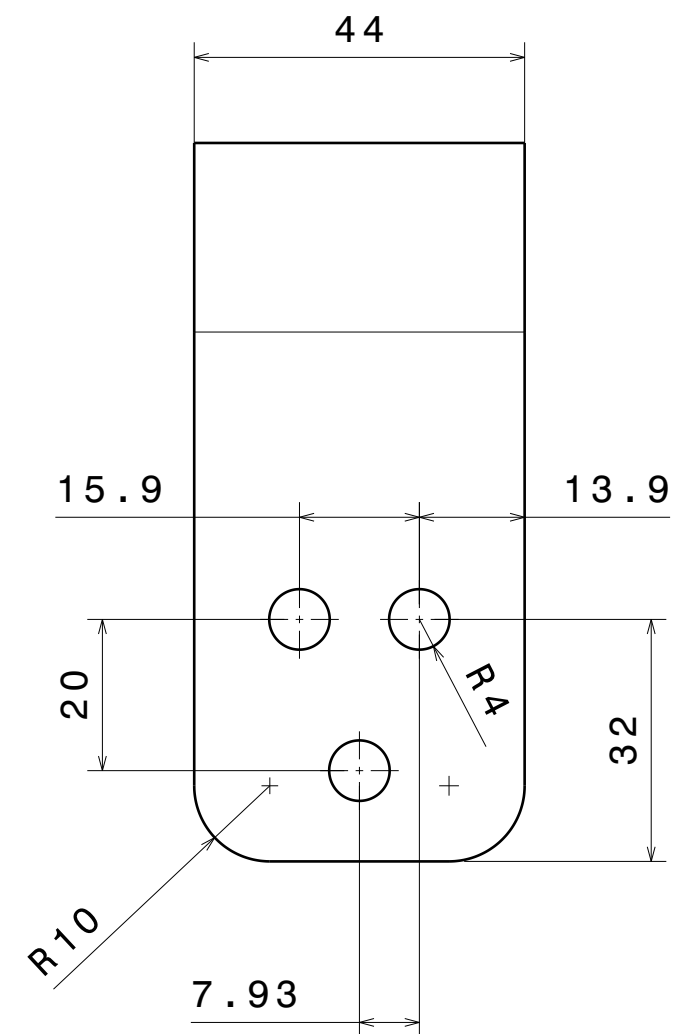
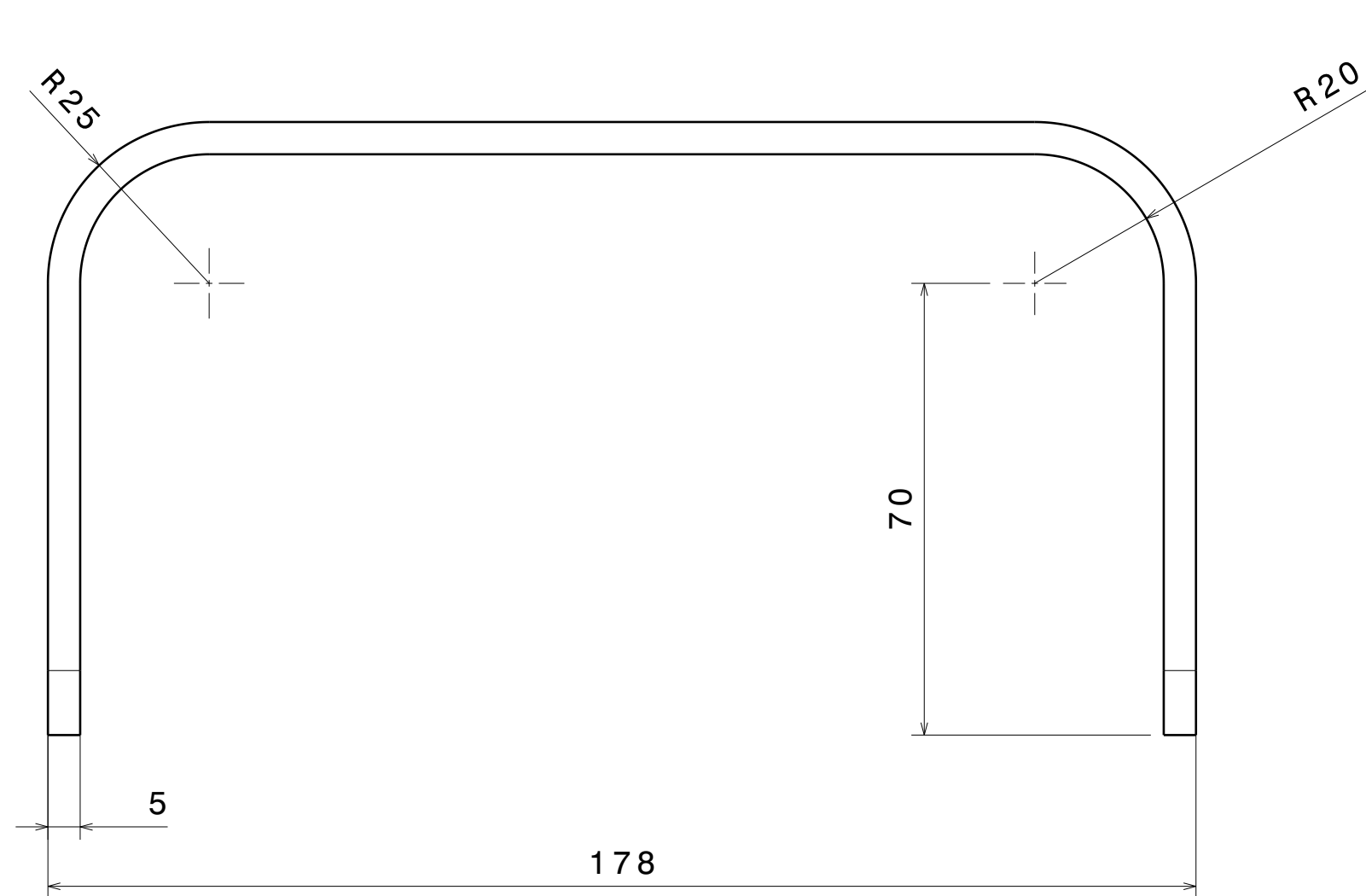
22/09/14

ESCALA:

1:1

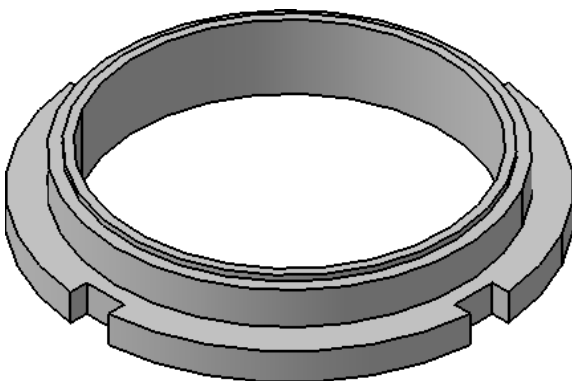
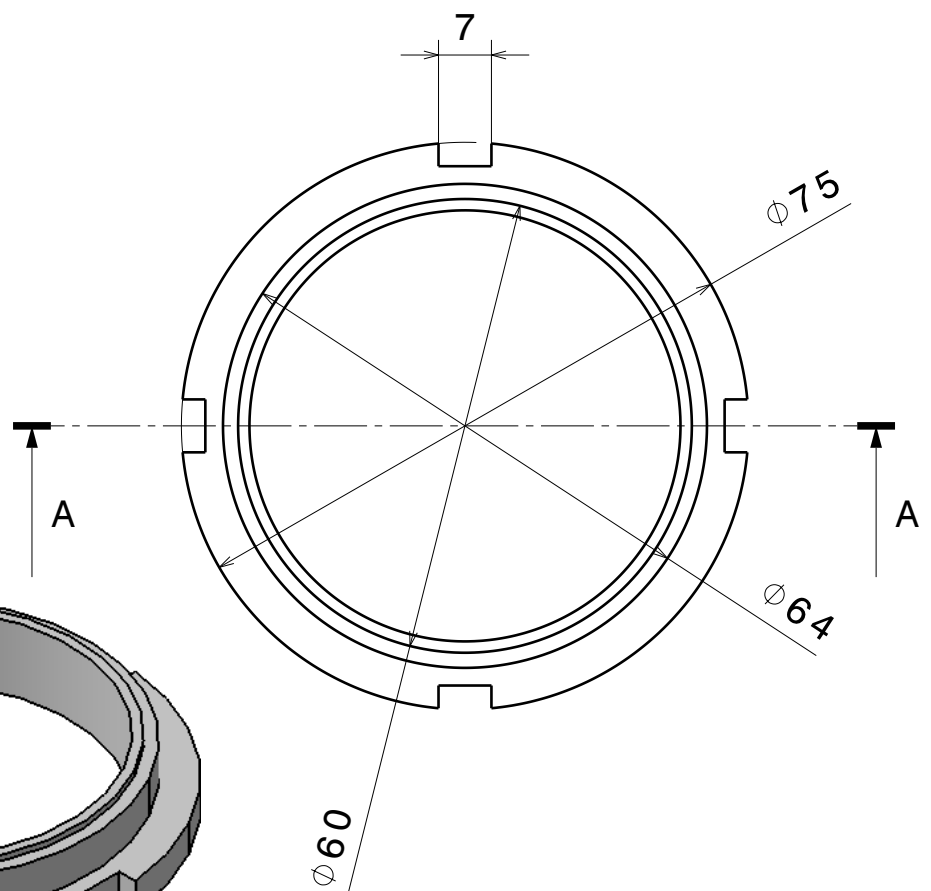
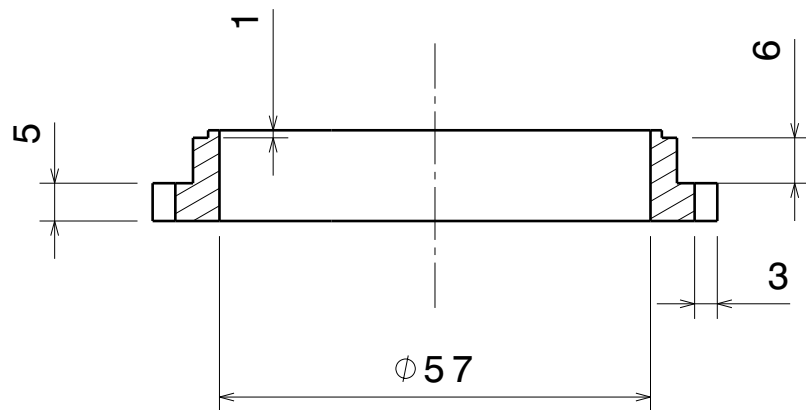
Nº PLANO:

6



	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
		MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: SUSPENSIÓN ALTERNATIVA			REALIZADO: Aisa Egea, David		
			FIRMA:		
PLANO: RIGIDIZADOR			FECHA: 22/09/14	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 7

Sección A - A



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

MÁSTER IMAC

DEPARTAMENTO:

ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y
DE MATERIALES

PROYECTO:

SUSPENSIÓN ALTERNATIVA

REALIZADO:

Aisa Egea, David

FIRMA:

PLANO:

TAPA RODAMIENTOS

FECHA:

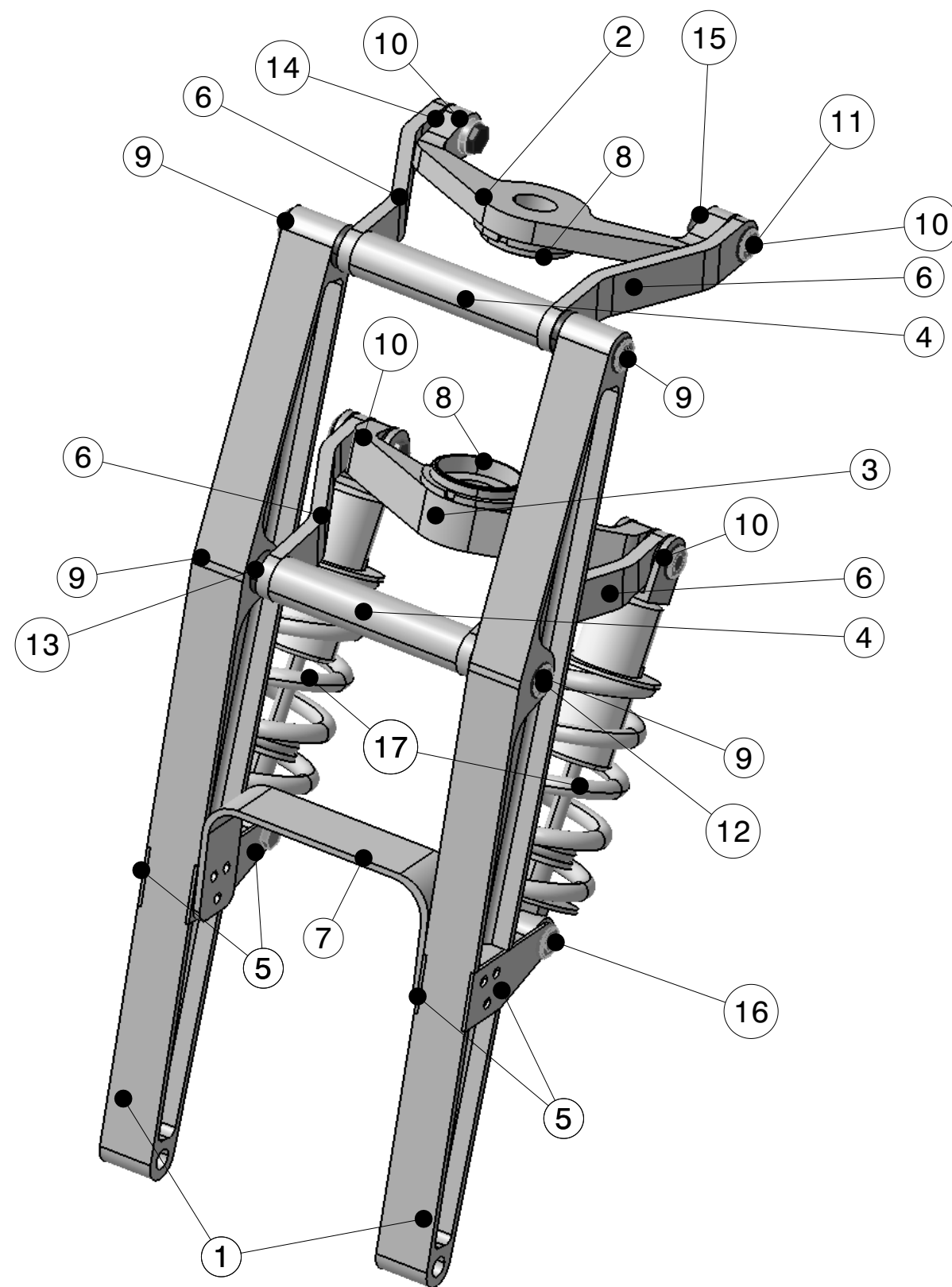
22/09/14

ESCALA:

1:1

Nº PLANO:

8




PIEZAS A FABRICAR

Nº	PIEZA	MATERIAL
1	Vigas	Aluminio
2	Tija superior	Aluminio
3	Tija inferior	Aluminio
4	Eje bieletas	Aluminio
5	Chapa amortiguador	Acero
6	Brazo bieletas	Acero
7	Rigidizador	Acero
8	Tapa rodamientos	Acero

PIEZAS A COMPRAR

Nº	PIEZA	MATERIAL
9	Rodamiento viga	
10	Rodamiento tija	
11	Autoblocante MB1	Acero
12	Tuerca KM1	Acero
13	Arandela viga	Nylon
14	Arandela tija	Nylon
15	Casquillo biela tija	Nylon
16	Eje amortiguador	Acero
17	Amortiguador	

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:	
	MÁSTER IMAC	ING. MECÁNICA ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
PROYECTO:		REALIZADO:	
SUSPENSIÓN ALTERNATIVA		Aisa Egea, David	
		FIRMA:	
PLANO:	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
CONJUNTO SUSPENSIÓN ALTERNATIVA	22/09/14	1:4	9